



VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Podvěsný jednonosníkový jeřáb 3,2 t

Overhead One Cantilever Crane 3.2 t

Student:

Bc. Ondřej Thiemel

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.

Ostrava 2011

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Ondřej Thiemel**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: Podvěsný jednonosníkový jeřáb 3,2 t
Overhead One Cantilever Crane 3.2 t

Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce navrhnete podvěsný jednonosníkový jeřáb:

1. Nosnost jeřábu 3,2 t
 2. Rozteč nosníků jeřábové dráhy 4 710 mm
 3. Rozpětí mostového nosníku 6 300 mm
 4. Zdvih kladkostroje 9 m
 5. Rychlost zdvihu a rychlost pojezdu kladkostroje podle jeho typu
 6. Rychlost pojezdu jeřábu do 40 mmin⁻¹
 7. Další specifikační údaje o jeřábu podle dopisu MSA Dolní Benešov ze dne 15.04.2010
- Písemná část práce bude obsahovat cca 60 stran textu mimo přílohy. Konstrukční dokumentace bude obsahovat sestavný výkres a výrobní výkresy určených dílů.

Seznam doporučené odborné literatury:

- BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 1*. Praha : SNTL, 1990. 775 s. ISBN 80-03-00046-7.
BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 2*. Praha : SNTL, 1990. 707 s. ISBN 80-03-00426-8.
DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I*. Ostrava : Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-7225-018-3.
DRASTÍK, F. *Strojnické tabulky*. Ostrava : Montanex, 1999, 722 s. ISBN 80-85780-95-X.
KŘÍŽ, R. *Strojnické tabulky II. Pohony*. Ostrava : Montanex, 1997, 213 s. ISBN 80-85780-51-8.
MORAVEC, V.; HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2005, 72 s. ISBN 80-248-0878-1.
NĚMČEK, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*. Druhé vydání Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2008, 111 s. ISBN 978-80-248-1782-8.
ČSN 27 0103. *Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů*. Praha : Vydavatelství norem, 1991, 68 s.
ČSN EN 1993-6. *Navrhování ocelových konstrukcí. Jeřábové dráhy*. Praha : Český normalizační institut, 2008, 40 s.
Katalogy ložisek.
Firemní literatura.

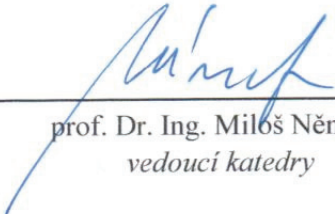
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.**


Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011





prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty



Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou (bakalářskou) práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové (bakalářské) práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě.....

.....

Podpis studenta



Prohlašuji, že

- Byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- Beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB – TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§35 odst. 3).
- Souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové (bakalářské) práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB – TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové (bakalářské) práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB – TUO.
- Bylo sjednáno, že s VŠB – TUO, v případě zájmu její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- Bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB – TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do konce jejich skutečné výše).
- Beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:.....

.....

Podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Thiemel Ondřej

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Nádražní 158

Dolní Benešov

747 22



ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

THIEMEL, O. *Podvěsný jednonosníkový jeřáb 3,2: diplomová práce*. Ostrava: Katedra částí a mechanismů strojů, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2011, 70 s. Vedoucí práce: Havlík, J.

Vypracovaná diplomová práce se zabývá vlastním konstrukčním návrhem podvěsného jednonosníkového jeřábu o nosnosti 3,2t a rozpětí 6,3m s hlavním nosníkem, po jejíž spodní přírubě pojíždí elektrický podvěsný kladkostroj rychlostí 20m/min, ovládaný spolu s jeřábem ze země. Rychlost pojezdu jeřábu je 10/40m/min, rychlost zdvihu 8/1,4m/min a maximální zdvih je 9m. Jeřáb bude pracovat v ústředním skladu firmy MSA Dolní Benešov a.s. V diplomové práci byly řešeny hlavní části mostového jeřábu jako je nosník, pojezdové ústrojí s pohonem, některé části elektroinstalace a bezpečnostní prvky. Celý výpočet je proveden dle platných technických norem. Vlastní konstrukční návrh jeřábu je zobrazen v příloze diplomové práce.

ANOTATION OF THESIS

THIEMEL, O. *Overhead One Cantilever Crane 3.2 t: Thesis*. Ostrava: Department of Machine parts and Mechanisms, Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2011, 70 p. Thesis head: Havlík, J.

The elaborated thesis work deals with the actual structural project of the overhead one cantilever crane of 3,2 t carrying capacity and 6,3 m span, with one main girder and electrical pod hoist which wheels with 20 m/min, at the bottom flange of the girder. The hoist and the crane are operated from the ground. Crane traverses with 10/40 m/min speed, the speed of lifting is 8/1,4 m/min and the lift is 9 m at maximum. The crane will operate in a the central warehouse MSA Dolni Benesov a.s. In my work I have solved the main parts of the overhead crane as the beam, running gear drive, some electrical components and safety components. The entire calculation is done according to the applicable technical standards. The actual structural project of the crane is displayed in the enclosure of the thesis work.



Obsah Diplomové práce

OBSAH DIPLOMOVÉ PRÁCE	1
SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ.....	3
1 ÚVOD	8
1.1 CÍLE DIPLOMOVÉ PRÁCE:	9
1.2 DŮVOD VÝBĚRU TÉTO PRÁCE	9
2 CHARAKTERISTIKA A ROZDĚLENÍ ZDVIHACÍCH ZAŘÍZENÍ.....	10
2.1 JEŘÁBY	10
2.1.1 Rozdělení jeřábů dle [2]	11
2.1.2 Mostové jeřáby.....	14
2.2 ZDVIHACÍ MECHANISMUS	17
2.2.1 Rozdělení zdvihacích mechanismů.....	17
3 NÁVRH PODVĚSNÉHO JEDNONOSNÍKOVÉHO JEŘÁBU	18
3.1 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	18
3.2 VOLBA KLADKOSTROJE.....	19
3.3 NÁVRH A VÝPOČET HLAVNÍHO NOSNÍKU	20
3.3.1 Zatřídění jeřábu.....	21
3.3.2 Návrh profilu nosníku z vypočtené hodnoty.....	22
3.3.3 Kontrola štíhlosti tlačného pásu dle teorie pružnosti a pevnosti	24
3.3.4 Konečný profil mostového nosníku a jeho štíhlost dle [8]	25
3.3.5 Průřezové charakteristiky nosníku dle [8] (obr.3.8).....	27
3.3.6 Jednotlivé součinitele zatížení dle [3]	29
3.3.7 Výpočet jednotlivých zatížení dle [8] a [9].....	29
3.3.8 Momenty od příslušných zatížení a jejich průběhy	32
3.3.9 Posouzení nosníku na pevnost	35
3.3.10 Posouzení průřezu nosníku na klopení - první mezní stav dle [9]	40
3.3.11 Posouzení průřezu nosníku na druhý mezní stav	41
3.3.12 Kontrola maximálního průhybu nosníku	42
3.3.13 Kontrola průhybu nosníku v programu Ansys workbench	43
4 VOLBA POJEZDOVÉHO ÚSTROJÍ MOSTOVÉHO JEŘÁBU	45
4.1 VOLBA NÁRAZNÍKŮ	45
4.2 POJEZDOVÁ JEDNOTKA	46
4.2.1 Rozdělení pojezdových jednotek.....	46
4.2.2 Volba pojezdové jednotky (příčnicku).....	47



4.2.3 Volba pohonné jednotky.....	50
5 KONTROLA ŠROUBŮ SPOJUJÍCÍ PŘÍČNÍK S HLAVNÍM NOSÍKEM (OBR.5.4)	51
5.1 STATICKÁ KONTROLA ŠROUBU	55
5.2 DYNAMICKÁ KONTROLA ŠROUBU	56
6 KONTROLA SVAROVÉHO SPOJENÍ PROFILU U220 A IPE300	59
7 ELEKTROVÝZBROJ A ÚDRŽBA.....	61
7.1 ELEKTRICKÉ VYBAVENÍ.....	61
7.1.1 Napájecí systém AKAPP MULTICONDUCTOR dle [18]	61
7.1.2 Omezovač přetížení pro jeřáby	63
7.1.3 Protikolizní zařízení	64
7.2 ÚDRŽBA.....	64
8 TECHNICKÉ PARAMETRY	65
8.1 TECHNICKÉ PARAMETRY ZAŘÍZENÍ	65
8.2 PARAMETRY HLAVNÍCH KONSTRUKČNÍCH PRVKŮ	65
8.3 TECHNICKÉ PARAMETRY POJEZDOVÉHO ZAŘÍZENÍ A JEHO POHONNÉ JEDNOTKY	65
8.4 BEZPEČNOSTNÍ ZAŘÍZENÍ	66
8.5 ELEKTRICKÁ INSTALACE	66
8.6 ZATŘÍDĚNÍ JEŘÁBU (OBR.8.1)	66
9 ZÁVĚR.....	67
10 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	68
11 SEZNAM PŘÍLOH	70

**Seznam použitého značení**

Označení:	Název:	Jednotka:
\sqrt{A}	- Neuberova konstanta vrubové citlivosti	-
a_u	- hodnota potřebná pro výpočet poloměru setrvačnosti	mm
a_1	- přepočítaný poloměr setrvačnosti celého průřezu	mm
a_2	- poloměr setrvačnosti od spodní pásnice po těžiště	mm
a_3	- poloměr setrvačnosti od profilu U po těžiště	mm
a_{sv}	- nosná výška koutového svaru	mm
B	- hodnota pro výpočet koncentrace napětí	-
B_ω	- ohybově kroutící bimoment	Nmm ²
b	- šířka příruby profilu IPE300	mm
b'	- hodnota pro výpočet koncentrace napětí	-
b_1	- šířka příruby profilu U220	mm
b_{zul}	- dovolená šířka pojezdové příruby jeřábové dráhy	mm
c	- rozvor jeřábu	mm
c'	- součinitel vzpěrnosti pro centricky tlačené pruty	-
c_0	- součinitel vzpěrnosti pro vypočtenou štíhlost tlačného pásu	-
c_s	- konstanta tuhosti šroubu	Nmm ⁻¹
$c_{př}$	- konstanta tuhosti příruby	Nmm ⁻¹
D_{red}	- redukovaný průměr náhradní trubky	mm
d	- velký průměr závitu	mm
d_2	- střední průměr závitu	mm
d_3	- malý průměr závitu	mm
d_3'	- průměr šroubu zmenšený o redukovanou výšku závitu	mm
d_{1p}	- díra v podložce	mm
E	- modul pružnosti v tahu pro ocel	MPa
e	- vzdálenost osy y-y od vnější hrany profilu U220	mm
$F_{BŘ}$	- zatížení od břemene	N
F_K	- zatížení od vlastní hmotnosti pohybujících se s břemenem	N
F_B	- zatížení od vlastní hmotnosti kladkostroje	N
F_M	- zatížení od setrvačných sil - most s příčnickem	N
F_{MK}	- zatížení od setrvačných sil - hmotnost zatíženého kladkostroje	N
F_b	- zatížení od přičení jeřábu na jeřábové dráze	N
F_j	- zatížení od hmotnosti jeřábu s příčnickem	N
F_{zk}	- zatížení od zkušebního břemene	N
F_x	- zatížení od zrychlující (brzdě) síly kladkostroje	N
F_k	- výpočtové zatížení jednoho kola kladkostroje	N
F	- provozní síla od příslušných zatížení	N
ΔF_s	- pulsující síla ve šroubu	N
ΔF_p	- pulsující síla v přírubách	N
F_{smax}	- maximální síla ve šroubu	N
F_{min}	- minimální síla ve šroubu	N
F_a	- amplituda síly ve šroubu	N
F_{max}	- zatížení jedné pohonné jednotky	kg
F_{zul}	- maximální zatížení jedné pohonné jednotky	kg
F_o	- předepínací síla	N
F_1	- síla která působí na svarový spoj	N
f_m	- součinitel smykového tření bez mazání	-



f_t	-	součinitel smykového tření na metrickém závitu	-
f_n	-	frekvence vlastního kmitu nosníku	s^{-1}
f_k	-	součinitel tření mezi kolem a kolejnicí	-
G	-	modul pružnosti ve smyku	MPa
g	-	tíhové zrychlení	m/s^2
$H_{BŘ}$	-	výška zdvihu břemene mostového jeřábu	m
H_i	-	zdvihový součinitel pro třídu jeřábu H2	mm
H	-	hodnota pro výpočet napětí v jednotlivých bodech nosníku	mm
h	-	výška průřezu profilu IPE300	mm
h_1	-	výška průřezu profilu U220	mm
h_p	-	výška tlačného pásu	mm
h_v	-	výpočtová výška nosníku	mm
h_m	-	výška matice	mm
h_p'	-	výška podložky	mm
h_3	-	výška závitu	mm
h_3'	-	redukováná výška závitu o účinek opakujícího se vrubu	mm
I_x	-	moment setrvačnosti průřezu hlavního nosníku k ose x-x	mm^4
I_{xI}	-	moment setrvačnosti k ose ohybu x profilu IPE300	mm^4
I_{yI}	-	moment setrvačnosti k ose ohybu y profilu IPE300	mm^4
I_{yuI}	-	moment setrvačnosti tlačného pásu	mm^4
I_{tI}	-	moment tuhosti v prostém kroucení profilu IPE300	mm^4
$I_{\omega I}$	-	výsečový moment setrvačnosti profilu IPE300	mm^6
I_{xu}	-	moment setrvačnosti k ose ohybu x profilu U220	mm^4
I_{yu}	-	moment setrvačnosti k ose ohybu y profilu U220	mm^4
I_{tu}	-	moment tuhosti v prostém kroucení profilu U220	mm^4
$I_{\omega u}$	-	výsečový moment setrvačnosti profilu U220	mm^6
I_{yT}	-	moment setrvačnosti k těžištní ose y	mm^4
I_{xT}	-	moment setrvačnosti k těžištní ose x	mm^4
I_{x1T}	-	moment setrvačnosti k těžištní ose x podle Steinera	mm^4
I_{x2T}	-	moment setrvačnosti k těžištní ose x podle Steinera	mm^4
I_{ω}	-	výsečový moment setrvačnosti pro celý průřez	mm^6
I_t	-	celkový moment tuhosti v prostém kroucení	mm^4
i_{yI}	-	poloměr setrvačnosti k ose ohybu y profilu IPE300	mm
i_{xI}	-	poloměr setrvačnosti k ose ohybu x profilu IPE300	mm
i_{yu}	-	poloměr setrvačnosti k ose ohybu y profilu U220	mm
i_{xu}	-	poloměr setrvačnosti k ose ohybu x profilu U220	mm
i_{tI}	-	poloměr setrvačnosti tlačného pásu	mm
i	-	rozvor kladkostroje	mm
K	-	maximální zatížení kol v jednom příčniku	N
k'	-	parametr kroucení	mm^{-1}
k_1	-	koef. pro výpočet napětí od místního ohybu pásnice, rov xy	-
k_2	-	koef. pro výpočet napětí od místního ohybu p., u stěny rov yz	-
k_3	-	koef. pro výpočet napětí od místního ohybu p., na volném okraji	-
k_t	-	tuhost nosníku v útlumu	Nm^{-1}
k	-	výška hlavy šroubu	mm
k_v	-	výsledná bezpečnost šroubového spoje	-
k_s	-	výsledná statická bezpečnost šroubového spoje	-
k_{smin}	-	minimální součinitel statické bezpečnosti šroubového spoje	-
$k_{\sigma a}$	-	bezpečnost vůči mezní amplitudě pro pulsující kmit	-
$k_{\sigma H}$	-	bezpečnost vůči hornímu meznímu napětí	-



k_{τ}	-	bezpečnost od namáhání krutem	-
k_{3sv}	-	převodní součinitel pro čelní koutový svar	-
k_{sv}	-	bezpečnost svarového spoje	-
L_v	-	vyložení jeřábu	m
L	-	rozteč hlavního nosníku jeřábu	m
l_1 až l_5	-	hodnoty pro výpočet napětí v jednotlivých bodech nosníku	mm
l_6, l_8	-	hodnoty pro výpočet koeficientu zatížení kladkostroje	mm
l_7	-	šířka kola kladkostroje bez nákolku	mm
l_{p1}	-	tloušťka příruby příčnicku	mm
l_{p2}	-	tloušťka příruby hlavního nosníku	mm
l_d	-	délka závitové části šroubu	mm
l_p	-	vzdálenost mezi maticí a hlavou šroubu	mm
l_z	-	vzdálenost od začátku závitu šroubu po matici	mm
l_l	-	délka závitové části šroubu + 2/3 výšky hlavy šroubu	mm
l_k	-	vzdálenost od začátku závitu šroubu po polovinu matice	mm
l_{sv}	-	délka svarového spoje	mm
Δl_s	-	prodloužení šroubu při síle předpětí	mm
Δl_p	-	prodloužení příruby při síle předpětí	mm
M_{tz}	-	moment tření na závitě	Nm
M_{tm}	-	moment tření pod maticí	Nm
M_N	-	moment od stálé vlastní hmotnosti	Nm
M_Q	-	moment od břemene a od vlastní hmotnosti kladnice	Nm
M_{FB}	-	moment od vlastní hmotnosti kladkostroje	Nm
M_{FM}	-	moment od setrvačných sil - hmotnost nosníku	Nm
M_{FMK}	-	moment od setrvačných sil - zatížený kladkostroj	Nm
M_S	-	maximální moment od setrvačných sil	Nm
M_{Fb}	-	moment od přičení jeřábu na jeřábové dráze	Nm
M_{Fbmax}	-	maximální moment od přičení jeřábu na jeřábové dráze	Nm
M_{Fx}	-	moment od zrychlující (brzdě) síly kladkostroje	Nm
M_{Fzk}	-	moment od zatížení zkušebním břemenem	Nm
M_u	-	utahovací moment šroubového spoje	Nm
M_{kv}	-	moment od ohybově krouťícího bimomentu	Nm
M_x	-	součet výpočtových ohybových momentů k ose x	Nm
M_y	-	součet výpočtových ohybových momentů k ose y	Nm
m_{red}	-	redukováná hmotnost nosníku a kladkostroje	kg
m_T	-	tíha hlavního nosníku mostového jeřábu s příslušenstvím	kg
m_{Ko}	-	hmotnost příčnicku a pohonu dle STAHL	kg
m_{Kr}	-	hmotnost hlavního nosníku s příčnickem a pohonem dle STAHL	kg
m_{kl}	-	hmotnost kladkostroje bez kladnice	kg
m_l	-	hmotnost jednoho metru profilu IPE300	kg/m
m_u	-	hmotnost jednoho metru profilu U220	kg/m
m_k	-	hmotnost kladnice s hákem	kg
m_m	-	hmotnost pohonné jednotky příčnicku	kg
$m_{př}$	-	hmotnost jednoho příčnicku	kg
m_s	-	zatížení svarového spoje	kg
N	-	normální síla ve směru podélné osy z	N
O	-	rozteč nosníku jeřábové dráhy	m
O_{zul}	-	maximální rozteč jeřábové dráhy	m
P	-	rozteč závitu	mm



Q	-	hmotnost jmenovitého břemene	kg
q _n	-	spojité zatížení od vlastní hmotnosti 1m nosníku	kg/m
q _N	-	výpočtové spojité zatížení od vlastní hmotnosti 1m nosníku	kg/m
Re	-	mez kluzu materiálu	MPa
R _d	-	pevnost nosníku pro namáhání tahem, ohybem a tlakem	MPa
R _s	-	pevnost nosníku pro smykové namáhání	MPa
R _{max}	-	zatížení jednoho kola příčniku	kg
R _{zul}	-	maximální zatížení jednoho kola příčniku	kg
R _z	-	zaoblení dna závitu	mm
Re _s	-	mez kluzu šroubu	MPa
R _m	-	pevnost v tahu šroubu	MPa
S _I	-	plocha průřezu profilu IPE300	mm ²
S _u	-	plocha průřezu profilu U220	mm ²
S _d	-	plocha spodní pásnice	mm ²
S _h	-	plocha horní pásnice	mm ²
S _{tl}	-	průřez tlačného pásu	mm ²
S _c	-	plocha celkového průřezu nosníku	mm ²
S _{př}	-	plocha kterou stanovuje Rotscherův válec	mm ²
S _{Mx}	-	statický moment k ose x	mm ³
S _{x7}	-	statický moment k bodu 7	mm ³
S _{x2}	-	statický moment k bodu 2	mm ³
S _{sv}	-	plocha svarového spoje	mm ²
s	-	tloušťka stojiny profilu IPE300	mm
s'	-	rozměr dle ČSN EN 24032	mm
s _I	-	tloušťka stojiny profilu U220	mm
T	-	posouvající síla ve stěně profilu	N
t	-	tloušťka příruby profilu IPE300	mm
t _I	-	tloušťka příruby profilu U220	mm
t _{tl}	-	doba útlumu hlavního nosníku	s
V _h	-	rychlost zdvihu	m/min
V _{pi}	-	rychlost pojezdu jeřábu	m/min
W _k	-	kvadratický moment průřezu v krutu	mm ⁴
x _{sv}	-	počet svarových spojů	-
y	-	průhyb hlavního nosníku	mm
y _{Dov}	-	dovolený průhyb hlavního nosníku	mm
y _T	-	těžiště celkového průřezu	mm
y ₁	-	poloha těžiště profilu U220	mm
y ₂	-	poloha těžiště profilu IPE300	mm
y _{BR}	-	maximální průhyb nosníku od jmenovitého břemene	mm
y _h	-	průhyb nosníku od jeho vlastní hmotnosti	mm
y _K	-	průhyb nosníku od hmotnosti kladkostroje s kladnicí	mm
y _C	-	celkový průhyb nosníku	mm
y _{Ca}	-	průhyb nosníku v programu Ansys	mm
y _{Fx}	-	hodnota pro výpočet momentu zrychlující (brzdě) síly kladk.	mm
z	-	hodnota kde je maximální ohybově krouťící bimoment	m
α	-	úhel který svírá maximální smykové napětí se zatěžující silou	°
α _z	-	úhel profilu závitu	°
α _t	-	parametr kroucení	-
α _{σ3}	-	součinitel koncentrace napětí v místě 3	-
α _{σ4}	-	součinitel koncentrace napětí v místě 4	-



β	-	vrubový součinitel podle Neubergera	-
γ	-	zmírňující účinek po sobě následujícím vrubu	-
γ_g	-	součinitel zatížení od vlastní hmotnosti	-
γ_{lo}	-	souč. zatížení od břemene pro charakteristiku provozu D2	-
γ_i	-	dynamický součinitel od setrvačných sil	-
γ_M	-	globální dílčí součinitel spolehlivosti materiálu	-
γ_0	-	hodnota pro kloubové uložení v kroucení	-
δ_h	-	dynamický zdvihový součinitel pro zdvihovou třídu H2	-
δ_t	-	dynamický pojezdový součinitel	-
φ'	-	úhel tření v závitu šroubu	°
ε_v	-	součinitel vlivu velikosti	-
ω_1 až ω_8	-	hlavní výsečové souřadnice bodů 1 až 8	mm ²
μ_s	-	převodní součinitel pro základní materiál namáhání ve smyku	-
λ_{yp}	-	štíhlost tlačného pásu	-
λ_{ypc}	-	štíhlost konečného profilu mostového nosníku	-
$\lambda_{y\omega}$	-	štíhlost prutu pro ohyb	-
η_0	-	střed ohybu	mm
η_p	-	součinitel vlivu jakosti povrchu	-
σ_m	-	normální napětí od místního ohybu spodní pásnice	MPa
σ_{red}	-	redukované napětí pro výpočet pevnosti nosníku	MPa
σ_N	-	normální napětí od tahu, tlaku	MPa
σ_{zx}	-	normální napětí ve svislé rovině	MPa
σ_{zy}	-	normální napětí od ohybu ve vodorovné rovině	MPa
σ_ω	-	normální napětí od kroucení	MPa
σ_{zmax}	-	maximální napětí v průřezu vzdáleném o O/2 od podpory	MPa
σ_4	-	celkové napětí ve vlákne 4	MPa
σ_{td}	-	dolní napětí v tahu	MPa
σ_{th}	-	horní napětí v tahu	MPa
σ_{tm}	-	střední napětí v tahu	MPa
σ_{ta}	-	amplitudové napětí v tahu	MPa
σ_{red}	-	redukované napětí dle Guest	MPa
σ_C	-	mez únavy hladkého vzorku	MPa
σ_{HC}	-	mez únavy pro míjivé namáhání	MPa
σ_C^*	-	mez únavy pro souměrně střídavé zatížení skutečné součásti	MPa
τ_k	-	krut od utažení matice	MPa
τ_x	-	smykové napětí ve stěně	MPa
τ_7	-	smykové napětí uprostřed spodní pásnice	MPa
τ_1	-	jmenovité napětí svaru	MPa
τ_{Dsv}	-	dovolené napětí svaru	MPa
τ_2	-	smykové napětí na horní pásnici	MPa
ψ	-	úhel stoupání závitu šroubu	°
ψ_n	-	parametr nesouměrnosti	-
ψ_p	-	součinitel minimální síly v sevření	-
ψ_σ	-	součinitel koncentrace pro hladký vzorek	-
ψ_σ^*	-	součinitel koncentrace pro součást s vrubem	-
v	-	logaritmický dekrement útlumu kmitání	-
κ	-	koeficient pro výpočet koncentrace napětí	-
\sinh, \cosh	-	parabolické funkce pro výpočet ohybové kroucího bimomentu	-



1 Úvod

Doprava a manipulace s materiálem je každodenní součástí života člověka. Zvedání, spouštění a přemísťování břemen se objevuje ve většině pracovních oborů. Používání zdvihacích zařízení se podílí na výrobních nákladech, produktivitě práce, optimálnějším využitím pracovních sil a prostředků. Z ekonomického hlediska má proto manipulace s materiálem nezanedbatelný dopad na úspěšnost firem a podniků. Manipulací s materiálem rozumíme jakoukoliv činnost, při které je materiál přepravován plynule či přerušovaně ve svislém nebo vodorovném směru a to ručně nebo pomocí zdvihadel či jeřábů. Dopravovaný materiál má nejrozmanitější charakter (hmotnost, rozměry atd.).

Přepravní vzdálenost lze u dopravy rozdělit na dálkovou a blízkou. Dráha, po níž se pohyb uskutečňuje, může být co do sklonu vodorovná, šikmá nebo svislá. Dle charakteru dopravního pohybu materiálu rozeznáváme dopravu plynulou a jednotlivou. Plynulá doprava je používána pro hromadný materiál (kusový a sypký) a jednotlivá pouze pro materiál kusový.

Vlastnosti dopravovaného materiálu z hlediska volby dopravního zařízení jsou:

- pro mat. kusový: Tvar, velikost, hmotnost jednoho kusu, jakost, teplota atd.
- pro mat. sypký: Zrnitost, sypaná hmotnost, brousivost, vlhkost, teplota atd.

Při projektování zdvihacího zařízení je především nutné, abychom znali technologii oboru, tedy zařízení, v němž bude pracovat. Jedná se o vlastnosti dopravovaného materiálu, o celkový stav a uspořádání budov, skladů, kolejíšť, základů atd. Z tohoto důvodu vznikají různé varianty při řešení volby zařízení a manipulace s materiálem. Nejvhodnějším řešením je řešit transport spolu s technologií výroby. Vnitropodniková doprava může totiž značně ovlivnit projekt závodu.

Nedílnou součástí projektování je zjištění provozních podmínek (provozní teplota, prašnost, přítomnost kyselin, síla větru atd.). Často přicházejí v úvahu další požadavky spojené nejčastěji s extrémní teplotou nebo vlhkostí, které mají vliv na korozi materiálů a na použití kvalitnějších nátěrů a izolačních vrstev.

Hospodárnost zdvihacího zařízení úzce souvisí s návrhem konstrukce. Ta musí vyhovovat v první řadě nízkým pořizovacím nákladům a dále vysoké spolehlivosti a dostatečné životnosti. Hmotnost zařízení je důležitým faktorem jak pro jeho cenu, tak pro jeho funkci. Má podstatný vliv na základy zdvihacího zařízení, jízdní dráhy a stavební uspořádání.



Cílem této diplomové práce bylo navrhnout a konstrukčně zpracovat podvěsný jednonosníkový jeřáb o nosnosti 3,2t pro firmu MSA Dolní Benešov a.s. Kromě nosnosti byly dány další parametry jeřábu, jakož je rozteč nosníků jeřábové dráhy, rozpětí mostového nosníku, rychlost pojezdu jeřábu. Kladkostroj byl zadán firmou MSA (Balkancar - nosnost 3,2t, lanový, zdvih do 9-ti metrů)

1.1 Cíle diplomové práce:

- Všeobecný přehled jeřábů - snaha zjistit jak jeřáby pracují (pravidla a podmínky pro jejich konstrukční zpracování)
- Na základě zadání navrhnout konstrukční řešení mostového jeřábu
- Snaha o vhodnou, jednoduchou a lehkou konstrukci, s ohledem na dostatečnou tuhost a pevnost
- Řešení hlavních částí mostového jeřábu - výběr varianty + zdůvodnění
- Pevnostní výpočty hlavních částí
- Bezpečný a spolehlivý provoz - elektrické vybavení
- Vytvoření výkresové dokumentace (sestavný výkres + dílenský výkres)

1.2 Důvod výběru této práce

- Byl jsem požádán firmou MSA Dolní Benešov a.s. abych navrhl tento mostový jeřáb
- Již dříve jsem spolupracoval s touto firmou na ocelových konstrukcích
- Osobní zájem o tento typ zdvihacího zařízení
- Mohl jsem řešit nejen mechanické části konstrukce, ale také některé bezpečnostní elektrické komponenty



2 Charakteristika a rozdělení zdvihacích zařízení

Každé zdvihací zařízení se skládá z ocelové konstrukce, kterou tvoří nosný systém zdvihacího zařízení. Na ocelové konstrukci nebo uvnitř ocelové konstrukce jsou umístěny mechanismy, které svou funkcí zajišťují pracovní pohyby zdvihacího zařízení. Mechanismem jeřábu se rozumí ústrojí, které mění rotační pohyb hřídele motoru v pohyby pracovní. K mechanickým prvkům patří ústrojí složené z poháněcího motoru, převodovky, spojky, ozubených kol, dalších lanových a řetězových převodů, bubnů, kladek atd.

Použití zdvihacích zařízení je vhodné především v podmínkách dle [1]:

- kde se přemísťuje převážně těžký materiál nestejných rozměrů a hmotnosti
- kde je materiálový tok přerušovaný v nestejných intervalech
- kde se materiál přemísťuje na omezené, stále stejné ploše nebo prostoru
- kde je nedostatek místa u jednotlivých pracovišť
- kde jsou nevyhovující pracovní cesty
- kde se požaduje vertikální i horizontální doprava břemen

Dle způsobu práce, dopravní vzdálenosti, přepravovaného materiálu a konstrukčního provedení se zdvihací zařízení rozděluje na tři kategorie dle [2]:

- **Zdvihadla:** Přemísťují břemena pouze ve svislém směru. Při práci nemění své umístění (zvedáky, kladkostroje, navijedla).
- **Jeřáby:** Přemísťují břemena ve svislém a vodorovném směru ve vymezeném prostoru. Tento prostor je určen rozpětím jeřábu a délkou pojezdu.
- **Výtahy:** Používají se pro svislou dopravu zboží, materiálu a osob ve vícepodlažních budovách nebo dolech.

2.1 Jeřáby

Jak již bylo zmíněno, jeřáby jsou dopravní stroje, které zvedají a poté přemísťují břemena ve svislém nebo vodorovném směru. Používají se téměř ve všech oblastech průmyslu. Ve vnitroobjektové dopravě, ve strojních a hutních závodech se břemena přemísťují pomocí konzolových, mostových nebo jiných druhů jeřábů. Na jejich funkčnost a provoz klademe požadavky dle [1]:



- Velký dopravní výkon při malé vlastní hmotnosti; Bezpečný a spolehlivý provoz; Jednoduchá, pokud možno automatizovaná obsluha; Přizpůsobivost technologickým procesům; Použití normalizace a typizace v zájmu hospodárnosti výroby.

Dopravní výkon u jeřábů, vzhledem k cyklickému způsobu jejich práce, závisí v podstatě na nosnosti jeřábu a na době trvání pracovního cyklu. Trvale pracující jeřáby vykonávají 20 až 30, někdy i více cyklů za hodinu. Pracovní cyklus lze zkracovat volbou vyšších rychlostí pracovních pohybů. To však bývá omezeno dynamickými účinky.

Bezpečný a spolehlivý provoz zajišťují kontrolní přístroje a zařízení, které působí i tehdy, jestliže obsluha stroje z jakýchkoliv důvodů selže. S tím souvisí i neustále se rozšiřující automatizace obsluhy. Moderní jeřáby lze ovládat dálkově z jednoho místa, což má velký význam při přesném usazování břemen.

Na celkové, co nejhospodárnější rozměry součástí mají vliv velikost a druh zatížení, jeho časový průběh, druh provozu, použitý materiál a jeho zpracování a řada dalších faktorů.

Hlavní parametry jeřábu dle [2]:

- **nosnost Q** [kg, t] - Nejtěžší břemeno kterým lze jeřábem manipulovat.
- **rozteč O** [m] - Vodorovná vzdálenost středních rovin pojezdějících kol.
- **výška zdvihu $H_{BŘ}$** [m] - Svislá vzdálenost mezi nejnižší a nejvyšší pracovní polohou háku.
- **vyložení jeřábu L_v** [m] - Vodorovná vzdálenost svislé osy závěsu břemena od osy otáčení u jeřábů s otočným výložníkem nebo od hrany klopení u jeřábů s neotočným výložníkem.

2.1.1 Rozdělení jeřábů dle [2]

Jeřáby se rozdělují podle mnoha kritérií, kdy nejčastější hlediska jsou:

- celkový tvar jeřábu
- druh pohonu
- druh pohybu
- druh práce a místo použití
- druh a velikost provozu



Rozdělení podle celkového tvaru

Hlavním znakem pro určení jeřábu je jeho celkový tvar. Ten je dán ocelovou konstrukcí, která tvoří nosný systém jeřábu. Podle toho se rozeznávají:

- jeřáby mostové (běžné, podvěsné, zvláštní)
- jeřáby portálové (nepojízdné, pojízdné)
- jeřáby konzolové (neotočné, otočné)
- jeřáby sloupové s nehybným nebo otočným sloupem (nepojízdné, pojízdné)
- jeřáby točnicové (s výložníkem nehybným, s výložníkem stavitelným, s výložníkem kyvným)
- jeřáby vozidlové (kolejové, železniční, automobilové, pásové)
- jeřáby lanové (nepojízdné, polopojízdné, pojízdné)

Rozdělení podle druhu pohonu

Druh pohonu má podstatný vliv na charakter jeřábu, a proto dělíme jeřáby i podle tohoto hlediska. Pohon jeřábů může být:

- ruční
- elektrický
- hydraulický
- pneumatický
- se spalovacím motorem
- sdružený

Rozdělení podle druhu pohybu

- nepojízdné
- pojízdné
- otočné
- plovoucí
- kombinované

Rozdělení podle druhu práce a místa použití

- montážní, dílenské a skladištní
- hutní



- nádvorní a skladové
- stavební
- železniční
- plovoucí
- přístavní, v lodějnicích

Rozdělení podle druhu a velikosti provozu

Podle druhu a velikosti provozu rozdělujeme jeřáby do čtyř skupin I až IV. Základní hlediska, která se při rozdělení uvažují jsou:

- Počet pracovních cyklů za rok (Určí se součinem pracovních dní v roce, celkové pracovní doby v hodinách za den, časového využití jeřábu a počtu pracovních cyklů za hodinu.).
- Poměrné zatížení q (Je to poměr průměrného břemena k celkovému dovolenému břemenu v procentech.).
- Dynamické účinky (Jsou to zrychlující nebo zpěďující síly při zvedání a spouštění břemene, při otáčení nebo sklápění výložníku nebo svislé síly při poježdění po nerovné kolejnici).

Dle těchto uvedených hledisek jsou jeřáby s motorovým pohonem, popř. jejich části určeny pro:

- Lehký provoz - skupina jeřábů I
- Střední provoz - skupina jeřábů II
- Těžký provoz - skupina jeřábů III
- Velmi těžký provoz - skupina jeřábů IV

Přibližné zařazení nejpoužívanějších jeřábů s motorickým pohonem pro kusová břemena:

- **skupina I** - Jsou to jeřáby s občasným provozem (např. montážní jeřáby ve strojovnách a elektrárnách). Jsou málo využívány, pro malé rychlosti (např. jeřáby řízené z podlahy nebo dvora, s elektrickým kladkostrojem, manipulační atd.).
- **skupina II** - Jsou to jeřáby středně využívané, pro střední rychlosti (např. dílenské jeřáby pro střední provoz, pro zvedání lokomotiv, v loděnicích, skladištích atd.).
- **skupina III** - Jeřáby silně využívané, pro velké rychlosti (např. dílenské jeřáby pro těžký provoz, chapadlové, přístavní otočné atd.).
- **skupina IV** - Jeřáby s nepřetržitým provozem (např. slévárenské)



2.1.2 Mostové jeřáby

Mostovými jeřáby nazýváme ty jeřáby, u nichž nosnou ocelovou konstrukci tvoří jeřábový most, pojížděcí po vyvýšené jeřábové dráze. Mostové jeřáby s kladkostrojem jsou v dnešní době velmi často používaným manipulačním prostředkem v průmyslových podnicích. Charakterizují je technické parametry jako je nosnost jeřábu, rozpětí jeřábu, pracovní rychlosti, výška zdvihu a příkon pojezdového a zdvihového motoru. Používání mostových jeřábů je dáno jejich velkou operativností. Dalším faktorem pro jejich volbu je především velká nosnost a značný zdvih. Přívod elektrické energie se provádí pomocí podélné troleje, která může být kabelová, otevřená smyková nebo krytá v plastových pouzdrech.

Jednonosníkové mostové jeřáby s kladkostrojem se používají ve většině případů v typových řadách 1; 2; 3,2; 5; 8; 12,5t. Dvounosníkové mostové jeřáby potom v provedení 5; 8; 12,5; 20/5; 32/5; 50/8; 80/20; 100/20; 125/32; 160/32; 200/50; 250/50; 3320/80t. Rozpětí mostů se pohybuje do 4,5m do 28,5m, ale jsou i rozpětí větší nebo menší. Pojezdové rychlosti mostu jsou až 100m/min, kladkostroje až 50m/min a rychlost zdvihu až 25m/min.

Hlavní části mostového jeřábu

- Jeřábový most - S jedním nebo více hlavními nosníky, se dvěma příčnicí, obsluhovacími lávkami, nárazníky a pojížděcím ústrojím mostu.
- Jeřábová kočka - Se zdvihacím a pojížděcím ústrojím na společném rámu.
- Koš a kabina pro jeřábníka - Většinou u jeřábů větších nosností.
- Pojížděcí ústroj mostu včetně pojížděcích kol.
- Přívod elektrické energie k jeřábu a kočce + elektrický rozvaděč.

Rozdělení mostových jeřábů dle [2]:

a) Podle tvaru a účelu mostového jeřábu:

- Mostové jeřáby běžné - Pojíždějí po horních plochách kolejnic jeřábové dráhy a mají kočku s jedním nebo více háky.
- Mostové jeřáby podvěsné - Tyto jeřáby mají most zavěšen pod jeřábovou dráhou, po jejíž spodních přírubách pojíždějí.
- Mostové jeřáby speciální - Mají jeřábovou kočku zvláštního typu přizpůsobenou druhu práce.



b) Podle druhu pohonu:

- ruční
- elektrické

c) Podle pracovního místa:

- dílenské
- montážní
- nádvorní
- hutní, atd.

Elektrické jednonosníkové jeřáby s podvěsnou kočkou

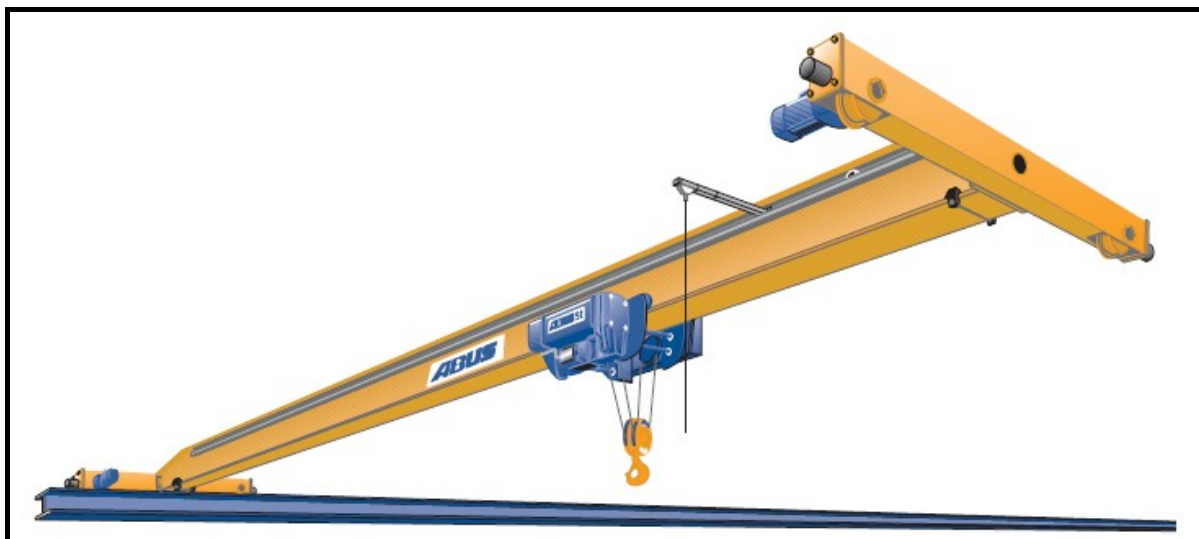
Jednonosníkové jeřáby patří k nejpoužívanějším jeřábům v menších dílnách, strojovnách a montážích. Slouží pro přemísťování kusových břemen a používají se pro rozpětí do 15m (max. až 24m) a pro nosnosti do 5t (max. až 10). Jsou konstruovány pro lehký a střední provoz nejčastěji z válcovaných nebo tenkostěnných materiálů.

Hlavní nosník je tvořen válcovaným profilem I, H nebo je skříňově svařen z plechů. Po spodních přírubách nosníku pojíždí elektrická podvěsná kočka. Hlavní nosník je spojen s příčnickem v tuhý rám.

Jednonosníkové mosty se podle umístění na jeřábové dráze dělí na podpěrné, kdy jeřáb pojíždí po horní kolejnici jeřábové dráhy a na podvěsné, pojíždějící po spodní přírubě jeřábové dráhy s těžištěm pod touto přírubou. Jeřábová dráha bývá zpravidla nesena střešní konstrukcí, po níž jeřáb pojíždí.

Mezi nejznámější výrobce těchto jeřábů patří firmy: GIGA s.r.o.; ITECO s.r.o.; ABUS; SWF; NOPO Engineering s.r.o. atd.

Podpěrný jeřáb (obr. 2.1) dle [16] se volí tehdy, je-li v hale nebo mimo ni hotová jeřábová dráha a tehdy, když nosnost střešní konstrukce na ni nedovolí zavěsit dráhu pro podvěsný jeřáb.

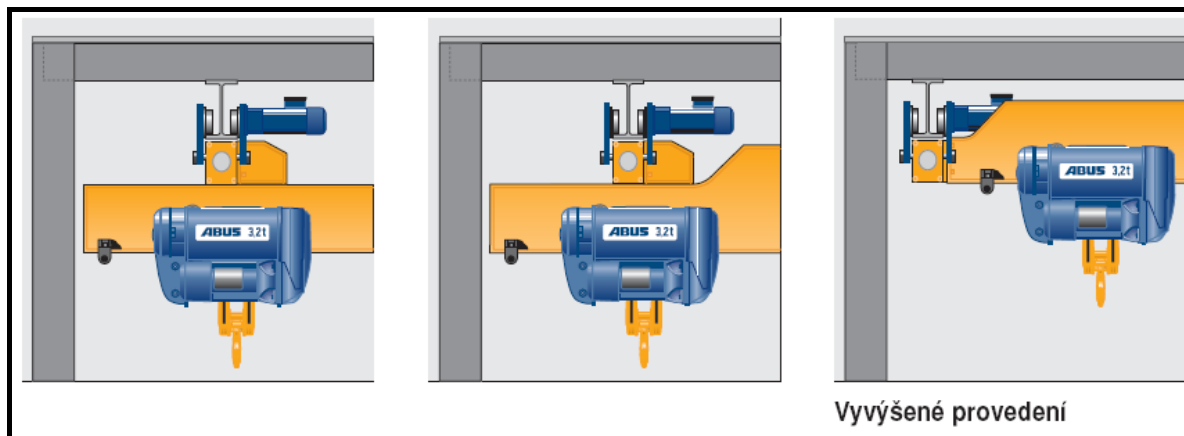


Obr. 2.1 dle [16] Jednonosníkový podpěrný mostový jeřáb firmy ABUS

Jednonosníkové podvěsné jeřáby (obr. 2.2) dle [16] jsou jeřáby zavěšené na visuté jeřábové dráze, po jejíchž spodních pásnicích tvaru U nebo I pojíždí příčník jeřábu viz (obr. 2.3). Jsou tedy velice vhodné tam, kde není dostatečně průjezdný profil pro normální jeřáb. Tyto jeřáby mohou přemisťovat břemena přejezdem kladkostroje na sousední jeřáby což je velká výhoda. Nosník jeřábového mostu je ve většině případů spojen šrouby se svařovanými příčníky, které jsou zavěšeny pomocí dvou vahadel na osmi pojízďčích kolech. Nosnost podvěsného jeřábu je nižší než tomu je u jeřábu podpěrného a to z důvodu omezení maximální nosnosti střešní konstrukce.



Obr. 2.2 dle [16] Jednonosníkový podvěsný mostový jeřáb firmy ABUS



Obr. 2.3 dle [16] Montážní varianty nosníků pro přizpůsobení daným podmínkám haly

2.2 Zdvihací mechanismus

Nedílnou součástí jeřábu je zdvihací mechanismus (jeřábový kladkostroj). Jeho hlavní funkcí je zvedat a spouštět břemeno, může také ale pojíždět po nosníku jeřábu. Nejpoužívanější zdvihací mechanismy jsou kladkostroje a to buď lanové el. nebo řetězové elektrické.

Kladkostroje jsou velice rozšířené a oblíbené zejména pro jednoduché ovládání a univerzálnost. Jejich velká výhoda je to, že se dají použít pro různé šířky a tloušťky pásnice, aniž bychom je museli vyměňovat. Hlavní částí kladkostroje je tuhý ocelový rám, který pojíždí po dvou, čtyřech nebo osmi kolech. Na rám kladkostroje je uloženo hnací ústrojí, zdvihací a pojížděcí.

2.2.1 Rozdělení zdvihacích mechanismů

Podle pohonu rozdělujeme kladkostroje:

- ruční
- pneumatické
- elektrické
 - řetězové (obr. 2.4)
 - lanové
 - speciální

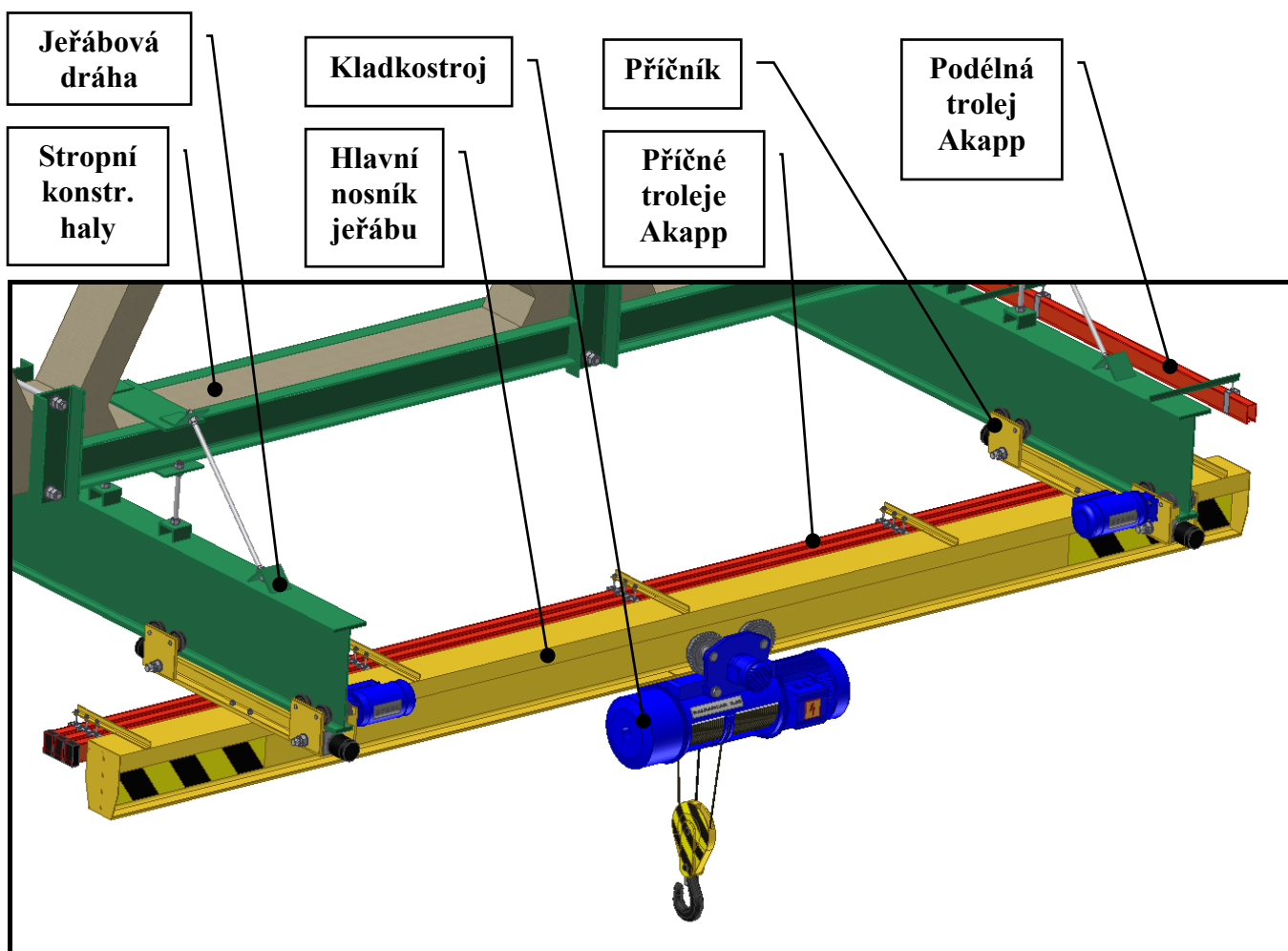


Obr. 2.4 dle [17] Elektrický řetězový kladkostroj SKLADOVA TECHNICA

3 Návrh podvěsného jednonosníkového jeřábu

3.1 Konstrukční řešení

Na základě zadání diplomové práce a požadavků firmy MSA Dolní Benešov a.s. bylo zpracováno konstrukční řešení mostového podvěsného jeřábu o nosnosti 3,2t zavěšeného na stávající jeřábovou dráhu o nosnosti 6,2t a rozteči 4,71m (obr. 3.1). Spodní pásnice jeřábové dráhy je ve výšce 5,5m nad zemí. Celý jeřáb je napájen elektrickou energií pomocí podélné troleje a jeho části jsou napájeny třemi trolejemi příčnými. Pojezd po spodní pásnici jeřábové dráhy o rychlosti 10/40m/min zajišťují dva příčníky firmy Stahl. Ke zvedání břemene byl použit kladkostroj Balkancar se zdvihem 9m. Rozpětí svařovaného jeřábového nosníku je 6,3m. Prostředí ve kterém bude podvěsný jeřáb pracovat - vnitřní, standardní.



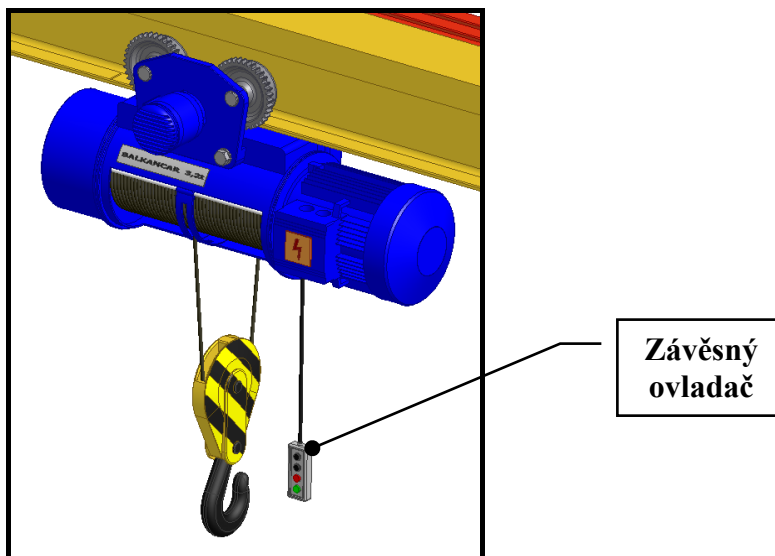
Obr. 3.1 Schéma mostového podvěsného jeřábu zavěšeného na stávající jeřábové dráze

3.2 Volba kladkostroje

Podle požadavků firmy MSA, a.s. je dán kladkostroj Balkancar T 10522M (obr. 3.2; tab. 3.1). Výrobce tohoto kladkostroje je PODEM Bulharsko - Gabrovo. Jedná se o standardní elektrický jednokolejový kladkostroj, který pojíždí po spodní pásnici válcovaného profilu IPE, HEB atd. Je určen pro jednokolejnicovou dráhu s maximálním přípustným sklonem 3°. Elektrické lanové kladkostroje typu T jsou zařízení umožňující zdvihání a spouštění břemen v krytých, uzavřených i otevřených prostorech při teplotě -30°C až +40°C. Tento kladkostroj je opatřen dvourychlostním zdvihem (mikrozdvihem). Dokáže tedy jednak přesněji usazovat břemena z důvodu pomalého spouštění a také nedochází k takovému namáhání lana při rychlém zvedání břemene. Pohon zdvihu a pohon pojezdu kladkostroje je ovládán ze závěsného ovladače ze země. Může se používat pro pásnice šířky $b = 130$ až 150 mm. Firma, která tento kladkostroj dodá, je AVEXIM s.r.o. Ostrava dle [19].

Tab. 3.1 Technické parametry kladkostroje Balkancar T 10522M

nosnost	3200 kg
výška zdvihu	9 m
počet lan / nosných průřezů	1
rychlost zdvihu	8/1,4 m/min
zdvihový elektromotor	3/0,5 kW
rychlost pojezdu	20 m/min
pojezdový elektromotor	0,25 kW
hmotnost bez kladnice	405 kg
rozvor kol	280 mm
průměr pojezdového kola	150 mm
hmotnost kladnice s hákem	20 kg
celková hmotnost	425 kg



Obr. 3.2 Elektrický lanový kladkostroj Balkancar typu T 10522M

3.3 Návrh a výpočet hlavního nosníku

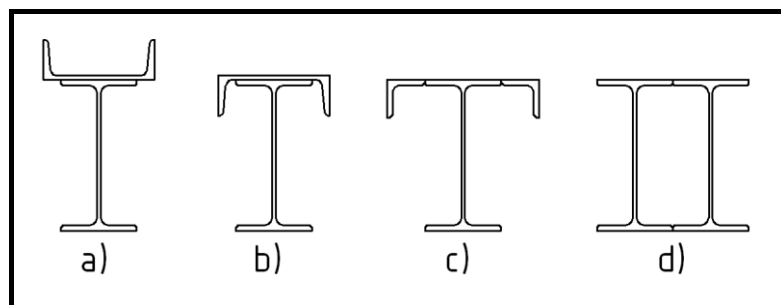
Jeřábový most je nedílnou součástí jeřábu. Tvoří ho jeden hlavní nosník spojený pomocí příčníků v tuhý rám. Hlavní nosník mostového jeřábu přenáší do příčníků svou vlastní tíhu s příslušenstvím a tíhu kladkostroje s břemenem. Dalšími částmi mostu může být koš nebo kabina pro jeřábníka, obsluhovací lávky, pojižděcí ústrojí mostu atd. Samozřejmostí je elektroinstalace.

Základní požadavky kladené na jeřábové mosty úzce souvisí s požadavky na jeřáb. Jsou to tedy:

Provozní spolehlivost a bezpečný provoz; Co největší využití pracovního prostoru; Malá hmotnost a nízké provozní a výrobní náklady; Jeřábový most musí být dostatečně tuhý a pevný, aby nedocházelo za provozu k jeho přičení.

Jeřábový most je z hlediska namáhání ohýbán ve svislé a vodorovné rovině, kroucen a kromě toho ohýbán jako uzavřený celek. Převládajícím namáháním je ovšem svislý ohyb, jehož podmínka alespoň částečně určuje tvar nosníku mostu. Hlavní rozměry mostu, jeho návrh, konstrukce, výroba a bezpečnost, jsou úzce vázány na předpisy technických norem.

Jak již bylo zmíněno, tak hlavní nosník je tvořen válcovaným profilem I, H nebo je skříňově svařen z plechů (obr. 3.3). Hlavní nosník je spojen s příčníkem v tuhý rám a je nutno pamatovat na zajištění tlačené části nosníku proti vybočení. Obvykle se přivařují na horní pásnici nosníku souměrně dva úhelníky, dva ploché rovné pásy nebo profil U. Lze využít také válcovaných profilů HEA nebo HEB, které mají výhodnější poměr kvadratických momentů v jednotlivých osách, vzhledem k vybočení tlačené části nosníku.



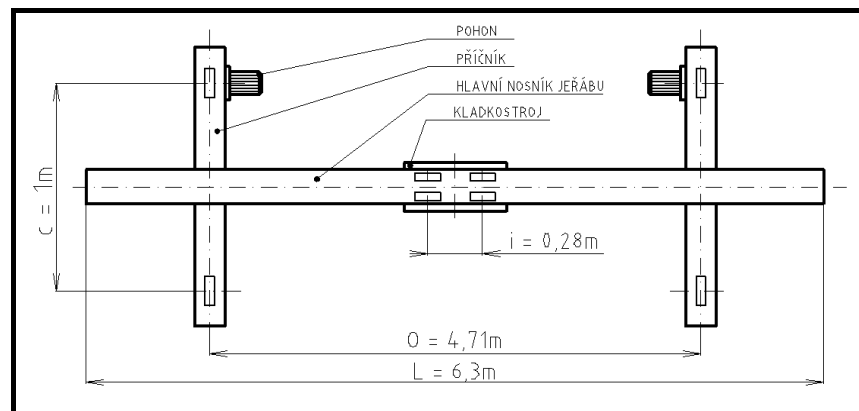
Obr. 3.3 Doporučené varianty průřezu hlavního nosníku ke zvětšení tuhosti dle [8]

- a) Nosník, který se používá ve většině případů pro podpěrné jeřáby
- b) Nosník pro podvěsné i podpěrné jeřáby zajišťující až dvakrát větší tuhost než klasický profil I

- c) Nosník pro podvěsné i podpěrné jeřáby s menší tuhostí než varianta b
- d) Nosník s největší tuhostí, ale také s největší hmotností pro kladkostroje s velkým rozchodem

Dle ČSN 27 0103 musí výpočet obsahovat tyto vstupní údaje:

- a) druh jeřábu a jeho základní parametry - viz zadání diplomové práce
- b) schématický náčrt jeřábu s hlavními rozměry konstrukce - viz (obr. 3.4)



Obr. 3.4 Schématický náčrt jeřábu

- c) charakteristiku provozu - viz odstavec 3.3.1
- d) součinitele zatížení, dynamické součinitele - viz odstavec 3.3.6
- e) návrhové materiály jednotlivých částí konstrukce a jejich výpočtové pevnosti
- f) vnější síly (zatížení větrem, zatížení sněhem apod.) - Z důvodu, že se jeřáb nachází v uzavřeném prostoru haly se vnější síly ve výpočtu neuvažují.

Ocelové konstrukce jeřábů posuzujeme na dva mezní stavy:

- **První mezní stav - ÚNOSNOST** - Ověřuje, zda mají všechny části nosné konstrukce v celku i v detailech dostatečnou bezpečnost k mezi kluzu. Dále ověřuje stabilitu částí konstrukce, prokazuje - li dostatečnou pevnost.
- **Druhý mezní stav - POUŽITELNOST** - Ověřuje, zda má konstrukce, případně její části, dostatečnou tuhost (průhyb, natočení).

3.3.1 Zatřídění jeřábu

Druh jeřábu, jeho určení a popis provozu dle [3] - Jeřáb jednonosníkový s elektrickým kladkostrojem pro všeobecné použití (tab. 3.2).

Tab. 3.2 Tabulka parametrů zařazení mostového jeřábu

zdvihová třída	H2
druh provozu	D2
spektrum napětí	S1
provozní skupina	J3

Při výpočtu nosných ocelových konstrukcí jeřábů se podle doby trvání a podle změn velikosti, polohy nebo smyslu a směru působení, rozeznávají zatížení a účinky zatížení dle [3]:

- Stálá
 - zatížení od vlastní hmotnosti nosné konstrukce
 - zatížení od vlastní hmotnosti částí neměnicích svoje působení na konstrukci (hnací mechanismy, elektrická výzbroj, kabina atd.)
 - zatížení od trvalých předpětí (troleje, kotevní lana, táhla)
- Proměnná
 - zatížení od břemene
 - zatížení od vlastních hmotností (části, které se pohybují současně s břemenem)
 - zatížení od setrvačných sil
 - vodorovné boční síly od příčení jeřábu na jeřábové dráze
 - zatížení větrem
 - zatížení sněhem
 - zatížení od účinků teplotních změn
 - zatížení lávek, žebříků a schodů
- Mimořádná
 - zatížení vzniklé při poruše zdvihacího zařízení
 - zatížení od nárazu jeřábu nebo kladkostroje na nárazníky
 - zatížení při zkouškách
 - zatížení při dopravě a montáži zatížení větrem

3.3.2 Návrh profilu nosníku z vypočtené hodnoty

Podle [4] nesmí maximální vypočtený průhyb u elektrických jeřábů s jedním hlavním nosníkem, po kterém kladkostroj pojíždí překročit hodnotu: $y_{Dov} = \frac{O}{500}$ (3.1)



Průhyb hlavního nosníku můžeme vypočítat ze vztahu dle [5]: $y = \frac{(Q + m_{kl} + m_k) \cdot g \cdot O^3}{48 \cdot E \cdot I_x}$ (3.2)

O - rozteč nosníků jeřábové dráhy, O = 4,71m

Q - hmotnost jmenovitého břemene, Q = 3200kg

g - tíhové zrychlení, g = 9,81 m/s²

E - modul pružnosti v tahu pro ocel, E = 2,1 · 10⁵ MPa

I_x - moment setrvačnosti průřezu hlavního nosníku k vodorovné ose x-x

m_{kl} - hmotnost kladkostroje bez kladnice, m_{kl} = 405kg

m_k - hmotnost kladnice s hákem, m_k = 20kg

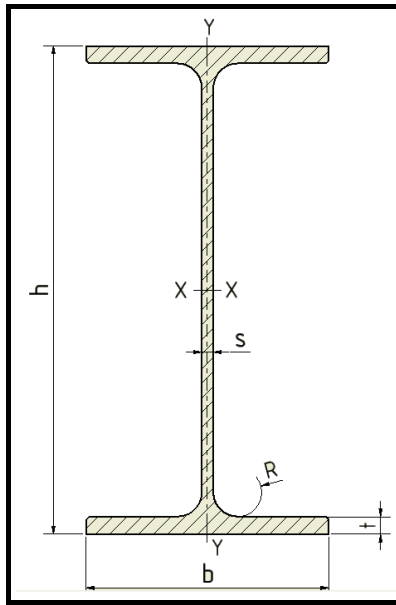
Po dosazení:

$$\frac{O}{500} = \frac{(Q + m_{kl} + m_k) \cdot g \cdot O^3}{48 \cdot E \cdot I_x} \Rightarrow I_x$$
$$I_x = \frac{(Q + m_{kl} + m_k) \cdot g \cdot O^2 \cdot 500}{48 \cdot E} = \frac{(3200 + 405 + 20) \cdot 9,81 \cdot 4710^2 \cdot 500}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5} =$$
$$= 39,132 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 = 3913,2 \text{ cm}^4 \quad (3.3)$$

Na základě výpočtu volím hodnoty I_x nejbližze vyšší. Tomuto předpokladu odpovídá válcovaný profil IPE 270 a IPE300. Je navrhnut profil IPE 300 (obr. 3.5; tab. 3.3), protože profil IPE 270 pevnostně nevyhovoval. Tento profil také vyhovuje požadovaným šířkám pásnice b = 130 až 150mm pro pojezd kladkostroje. Nevolen profil I z důvodů hmotnosti, protože v hodnotách I_x ve kterých se nacházím a také pro požadovanou šířku pásnice, je profil I o 30 až 40kg/m těžší. Ve výsledku na rozpětí jeřábového mostu by hmotnost vzrostla o 200 až 250kg. Profily typu HEB a HEA se v tomto případě nedají použít z důvodu velikosti průměrů kol kladkostroje (průměr kol kladkostroje 150mm).

Tyč průřezu IPE 300 válcovaná za tepla dle ČSN 42 5553. Materiál tyče 11 523.0 (S355) s mezi kluzu materiálu Re = 355MPa dle [6] a zaručenou tavnou svařitelností.

Tab. 3.3 Tabulka parametrů tyče průřezu IPE 300 dle [15]



Obr. 3.5 Tyč průřezu IPE 300

označení IPE		300
šířka příruby	b	150 mm
výška průřezu	h	300 mm
tloušťka příruby	t	10,7 mm
tloušťka stojiny	s	7,1 mm
plocha průřezu	S_I	$5,38 \cdot 10^3 \text{ mm}^2$
hmotnost	m_I	42,2 kg/m
moment setrvačnosti k ose ohybu x	I_{xI}	$83,6 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$
moment setrvačnosti k ose ohybu y	I_{yI}	$6,04 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$
poloměr setrvačnosti k ose ohybu y	i_{yI}	33,5 mm
poloměr setrvačnosti k ose ohybu x	i_{xI}	125 mm
moment tuhosti v prostém kroucení	I_{tI}	$201 \cdot 10^3 \text{ mm}^4$
výsečový moment setrvačnosti	$I_{\omega I}$	$126 \cdot 10^9 \text{ mm}^6$

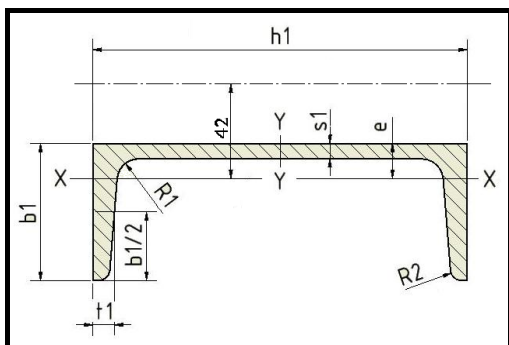
3.3.3 Kontrola štíhlosti tlačného pásu dle teorie pružnosti a pevnosti

Dle [7] pro $\lambda_{yp} > 100$ je vhodné a pro $\lambda_{yp} > 140$ je nutné zabezpečit tlačný pás proti vybočení ve vodorovné rovině.

$$\lambda_{yp} = \frac{O}{i_{yI}} = \frac{4710}{33,5} = 141 > 140 \quad (3.4)$$

Štíhlost tlačného pásu mírně překračuje mezní štíhlost a proto je nutné zabezpečit tlačný pás ve vodorovné rovině proti vybočení. Je tedy nutné zesílit stávající profil (obr. 3.7). Zesílení profilu bude vytvořeno přivařením válcovaného profilu U 220 (obr. 3.6; tab. 3.4) dle varianty b (str. 20). Materiál tyče 11 523.0 (S355) s mezi kluzu materiálu $R_e = 355 \text{ MPa}$ dle [6] a zaručenou tavnou svařitelností.

Tab. 3.4 Tabulka parametrů tyče průřezu U 220 dle [15]



Obr. 3.6 Tyč průřezu U 220

Označení U	220
šířka příruby	b_1 80 mm
výška průřezu	h_1 220 mm
tloušťka příruby	t_1 12,5 mm
tloušťka stojiny	s_1 9 mm
plocha průřezu	S_u $3,74 \cdot 10^3 \text{ mm}^2$
hmotnost	m_u 29,4 kg/m
moment setrvačnosti k ose ohybu y	I_{yu} $26,9 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$
moment setrvačnosti k ose ohybu x	I_{xu} $1,97 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$
vzdálenost osy y-y od vnější hrany	e 21,4 mm
poloměr setrvačnosti k ose ohybu y	i_{yu} 84,8 mm
poloměr setrvačnosti k ose ohybu x	i_{xu} 23 mm
moment tuhosti v prostém kroucení	I_{tu} $160 \cdot 10^3 \text{ mm}^4$
výšečový moment setrvačnosti	I_{ou} $14,6 \cdot 10^9 \text{ mm}^6$

Pomocná hodnota pro výpočet poloměru setrvačnosti odstavce 3.3.5:

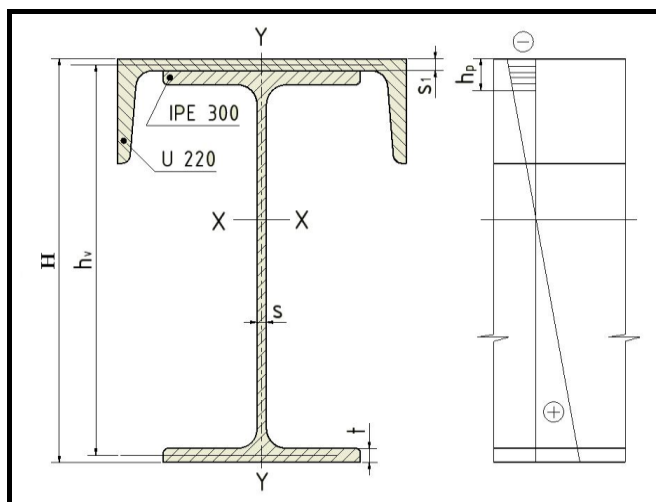
$$a_u = 42 - e - \frac{s_1}{2} = 42 - 21,4 - \frac{9}{2} = 25,1 \text{ mm} \quad (3.5)$$

3.3.4 Konečný profil mostového nosníku a jeho štíhlost dle [8]

Pokud je tloušťka t : šířce b : délce nosníku L přibližně v poměru 1 : 10 : 100 dle [8], je nutné všechny pruty používané pro stavbu ocelových konstrukcí jeřábů považovat za tenkostěnné.

L - rozteč hlavního nosníku jeřábu, $L = 6,3 \text{ m}$

Z důvodu prohýbání nosníku mostového jeřábu dochází ke stlačování materiálu v horní vrstvě a k prodlužování materiálu ve vrstvě spodní.



Obr. 3.7 Vzhled zesíleného profilu



Výška tlačného pásu (do výšky pásu se při kontrole počítá i část stěny):

$$h_p = \frac{1}{6} \cdot \frac{S_d}{S_h} \cdot h_v = \frac{1}{6} \cdot \frac{1605}{5345} \cdot 299,15 = 14,97 \text{ mm} \quad (3.6)$$

Plocha spodní pásnice (v průřezu):

$$S_d = b \cdot t = 150 \cdot 10,7 = 1605 \text{ mm}^2 \quad (3.7)$$

Plocha horní pásnice (v průřezu):

$$S_h = S_u + b \cdot t = 3740 + 150 \cdot 10,7 = 5345 \text{ mm}^2 \quad (3.8)$$

Výpočtová výška nosníku:

$$h_v = \frac{s_l}{2} + h - \frac{t}{2} = \frac{9}{2} + 300 - \frac{10,7}{2} = 299,15 \text{ mm} \quad (3.9)$$

Moment setrvačnosti tlačného pásu:

$$I_{yul} = \frac{1}{2} \cdot I_{yl} + I_{yu} = \frac{1}{2} \cdot 6,04 \cdot 10^6 + 26,9 \cdot 10^6 = 29,92 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 \quad (3.10)$$

Průřez tlačného pásu:

$$S_{tl} = S_h + h_p \cdot s = 5345 + 14,97 \cdot 7,1 = 5451,3 \text{ mm}^2 \quad (3.11)$$

Poloměr setrvačnosti tlačného pásu:

$$i_{tl} = \sqrt{\frac{I_{yul}}{S_{tl}}} = \sqrt{\frac{29,92 \cdot 10^6}{5451,3}} = 74,09 \text{ mm} \quad (3.12)$$

Štíhlost konečného profilu mostového nosníku:

$$\lambda_{ypc} = \frac{O}{i_{tl}} = \frac{4710}{74,09} = 63,6 < 140 \Rightarrow \text{štíhlost mostového nosníku} \quad (3.13)$$

jíž splňuje podm. proti vybočení

3.3.5 Průřezové charakteristiky nosníku dle [8] (obr.3.8)

Plocha celkového průřezu nosníku:

$$S_c = S_l + S_u = 5,38 \cdot 10^3 + 3,74 \cdot 10^3 = 9,12 \cdot 10^3 \text{ mm}^2 \quad (3.14)$$

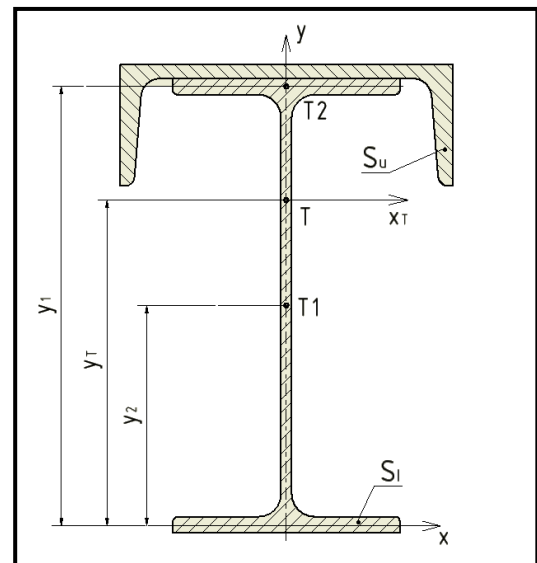
Těžiště celkového průřezu:

$$y_T = \frac{\sum S_i \cdot y_i}{\sum S_i} = \frac{S_l \cdot y_2 + S_u \cdot y_1}{S_c} = \frac{5,38 \cdot 10^3 \cdot 144,65 + 3,74 \cdot 10^3 \cdot 282,25}{9,12 \cdot 10^3} = 201,1 \text{ mm} \quad (3.15)$$

Polohy těžiště jednotlivých profilů:

$$y_1 = h + s_1 - e - \frac{t}{2} = 300 + 9 - 21,4 - \frac{10,7}{2} = 282,25 \text{ mm} \quad (3.16)$$

$$y_2 = \frac{h}{2} - \frac{t}{2} = \frac{300}{2} - \frac{10,7}{2} = 144,65 \text{ mm} \quad (3.17)$$



Obr. 3.8 Průřezové charakteristiky nosníku

Momenty setrvačnosti k těžištní ose podle Steinerů:

$$I_{yT} = I_{yu} + I_{yl} = 26,9 \cdot 10^6 + 6,04 \cdot 10^6 = 32,94 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 \quad (3.18)$$

$$I_{xT} = I_{x1T} + I_{x2T} = 26,599 \cdot 10^6 + 100,744 \cdot 10^6 = 127,343 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 \quad (3.19)$$

$$I_{x1T} = I_{xu} + S_u \cdot (y_1 - y_T)^2 = 1,97 \cdot 10^6 + 3,74 \cdot 10^3 \cdot (282,25 - 201,1)^2 = 26,599 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 \quad (3.20)$$

$$I_{x2T} = I_{xl} + S_l \cdot (y_T - y_2)^2 = 83,6 \cdot 10^6 + 5,38 \cdot 10^3 \cdot (201,1 - 144,65)^2 = 100,744 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 \quad (3.21)$$

Střed ohybu dle [9] - Jeho statický význam je takový, že je to bod kolem kterého se otáčí kroucený průřez jako celek a je tedy středem krutu.

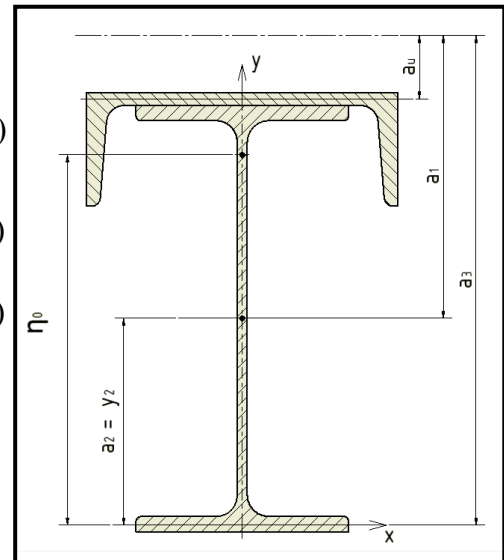
$$\eta_o = \frac{\sum I_{yi} \cdot a_i}{I_{yT}} = \frac{I_{yu} \cdot a_3 + I_{yl} \cdot a_2}{I_{yT}} = \frac{26,9 \cdot 10^6 \cdot 324,25 + 6,04 \cdot 10^6 \cdot 144,65}{32,94 \cdot 10^6} = 291,3 \text{ mm} \quad (3.22)$$

Poloměry setrvačnosti dle obr. 3.9:

$$a_1 = \frac{h}{2} + \frac{s_1}{2} + a_u = \frac{300}{2} + \frac{9}{2} + 25,1 = 179,6 \text{ mm} \quad (3.23)$$

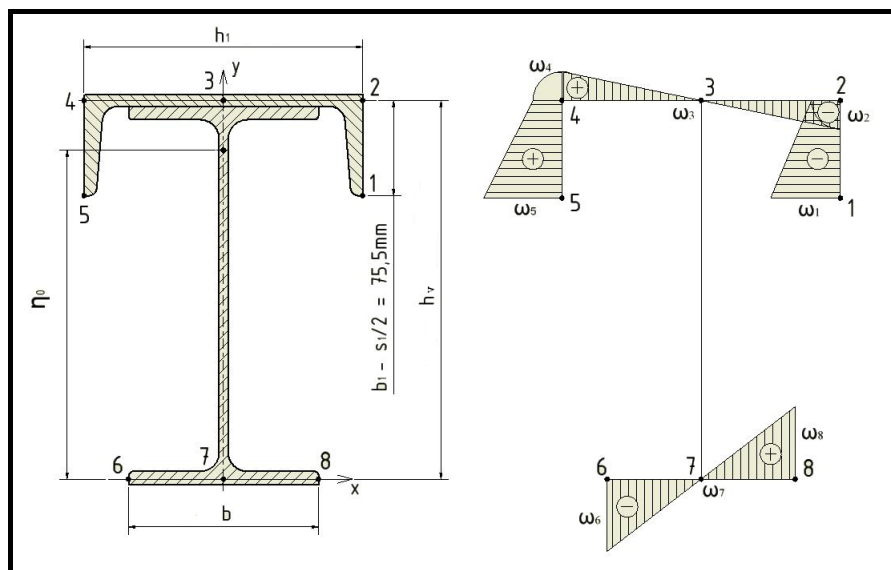
$$a_2 = \frac{h}{2} - \frac{t}{2} = \frac{300}{2} - \frac{10,7}{2} = 144,65 \text{ mm} \quad (3.24)$$

$$a_3 = a_1 + a_2 = 179,6 + 144,65 = 324,25 \text{ mm} \quad (3.25)$$



Obr. 3.9 Poloměry setrvačnosti a střed ohybu

Hlavní výsečové souřadnice dle [9] (obr. 3.10) - zvané též výsečové plochy



Obr. 3.10 Hlavní výsečové souřadnice

$$\omega_3 = \omega_7 = 0 \quad (3.26)$$

$$\omega_2 = -(h_v - \eta_0) \cdot \frac{h_1}{2} = -(299,15 - 291,3) \cdot \frac{220}{2} = -863,5 \text{ mm}^2 \quad (3.27)$$

$$\omega_1 = \omega_2 - \left(b_1 - \frac{s_1}{2}\right) \cdot \frac{h_1}{2} = -863,5 - 75,5 \cdot \frac{220}{2} = -9168,5 \text{ mm}^2 \quad (3.28)$$

$$\omega_4 = -\omega_2 = 863,5 \text{ mm}^2; \quad \omega_5 = -\omega_1 = 9168,5 \text{ mm}^2 \quad (3.29, 3.30)$$

$$\omega_6 = -\eta_0 \cdot \frac{b}{2} = -291,3 \cdot \frac{150}{2} = -21847,5 \text{ mm}^2 \quad (3.31)$$

$$\omega_8 = -\omega_6 = 21847,5 \text{ mm}^2 \quad (3.32)$$



Parametr kroucení dle [9]:

$$k' = \sqrt{\frac{G \cdot I_t}{E \cdot I_\omega}} = \sqrt{\frac{80 \cdot 10^3 \cdot 361 \cdot 10^3}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 141,49 \cdot 10^9}} = 0,000986 \text{ mm}^{-1} \quad (3.33)$$

G - modul pružnosti ve smyku, $G = 80 \cdot 10^3$ MPa

Výsečový moment setrvačnosti pro celý průřez (slouží pro výpočet výsečových normálních napětí):

$$I_\omega = I_{\omega u} + I_{\omega l} + \frac{I_{yu} \cdot I_{yl} \cdot a_1}{I_{yT}} = 14,6 \cdot 10^9 + 126 \cdot 10^9 + \frac{26,9 \cdot 10^6 \cdot 6,04 \cdot 10^6 \cdot 179,6}{32,94 \cdot 10^6} = \quad (3.34)$$

$$I_\omega = 141,49 \cdot 10^9 \text{ mm}^6$$

Celkový moment tuhosti v kroucení:

$$I_t = I_{tl} + I_{tu} = 201 \cdot 10^3 + 160 \cdot 10^3 = 361 \cdot 10^3 \text{ mm}^4 \quad (3.35)$$

3.3.6 Jednotlivé součinitele zatížení dle [3]

Při volbě součinitelů se bere ohled na pracovní parametry jeřábů a jeho zařazení do provozních skupin.

γ_g - součinitel zatížení od vlastní hmotnosti, $\gamma_g = 1,1$

γ_{lo} - součinitel zatížení od jmenovitého břemena pro charakteristiku provozu D2, $\gamma_{lo} = 1,3$

δ_h - dynamický zdvihový součinitel pro zdvihovou třídu H2 a rychlost zdvihu

$v_h = 8 \text{ m/min} = 0,133 \text{ m/s}$ se určí ze vztahu pro jeřáby mostového typu

$$\delta_h = 1 + H_i \cdot (0,1 + 0,13 \cdot v_h) = 1 + 2 \cdot (0,1 + 0,13 \cdot 0,133) = 1,235 \quad (3.36)$$

H_i - zdvihový součinitel pro třídu jeřábu H2, $H_i = 2$

δ_t - dynamický pojezdový součinitel (zatížení od svislých setrvačných sil) se styky a rychlostí

pojezdu $v_{pj} = 40 \text{ m/min} = 0,677 \text{ m/s}$, $\delta_t = 1,1$

γ_i - dynamický součinitel od setrvačných sil vznikajících při rozjíždění a brždění, $\gamma_i = 1,1$

3.3.7 Výpočet jednotlivých zatížení dle [8] a [9]

A. Zatížení stálá

1. Od vlastní hmotnosti 1m nosníku

$$q_n = m_l + m_u = 42,2 + 29,4 = 71,6 \text{ kg / m} \quad (3.37)$$

S ohledem na troleje jeřábu s PVC pouzdry, svary a kabely volím $q_n = 74 \text{ kg/m}$.

$$\text{Výpočtové zatížení} - q_N = \gamma_g \cdot \delta_t \cdot q_n \cdot g = 1,1 \cdot 1,1 \cdot 74 \cdot 9,81 = 878,4 \text{ N/m} \quad (3.38)$$

B. Zatížení proměnná

1. Zatížení od břemene

$$F_{BR} = \gamma_{lo} \cdot \delta_h \cdot Q \cdot g = 1,3 \cdot 1,235 \cdot 3200 \cdot 9,81 = 50399,9 \text{ N} \quad (3.39)$$

2. Zatížení od vlastní hmotnosti pohybujících se s břemenem - kladnice s hákem

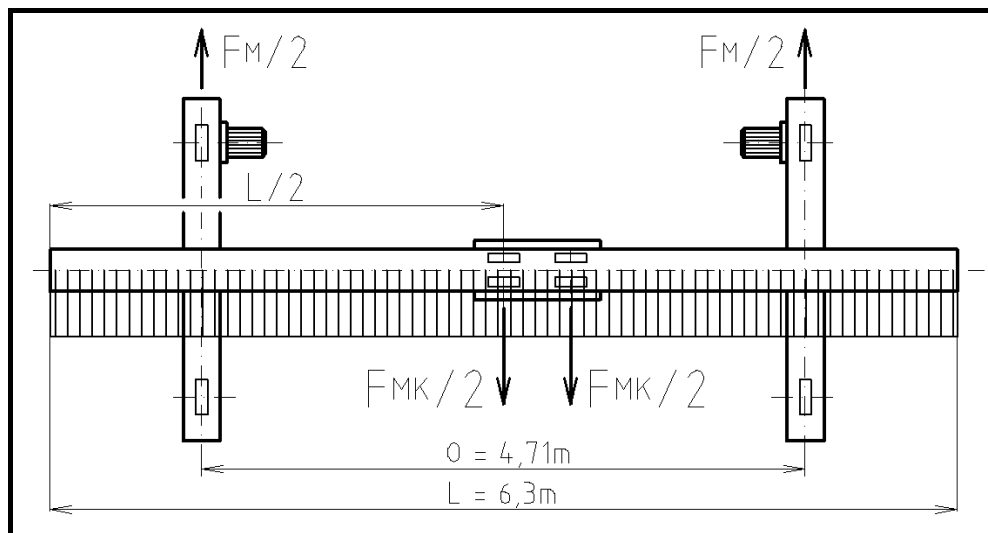
$$F_K = \gamma_{lo} \cdot \delta_h \cdot m_k \cdot g = 1,3 \cdot 1,235 \cdot 20 \cdot 9,81 = 315 \text{ N} \quad (3.40)$$

3. Zatížení od vlastních hmotností pohybujících se v závislosti na břemeni, tj. zatížení od vlastní hmotnosti kladkostroje bez kladnice

$$F_B = \gamma_{lo} \cdot \delta_h \cdot m_{kl} \cdot g = 1,3 \cdot 1,235 \cdot 405 \cdot 9,81 = 6378,7 \text{ N} \quad (3.41)$$

4. Zatížení od setrvačných sil vznikajících při rozjíždění (brždění), (obr. 3.11)

Zvolený kladkostroj je poháněn (bržděn) polovinu ze čtyř kol



Obr. 3.11 Zatížení od setrvačných sil vznikajících při rozjíždění (brždění)

a) Od vlastní hmotnosti nosníku s příčnickem:

$$F_M = f_k \cdot \left(\frac{q_n \cdot g \cdot L}{2} + m_{pr} \cdot g + m_m \cdot g \right) \cdot \gamma_g = \quad (3.42)$$

$$F_M = 0,14 \cdot \left(\frac{74 \cdot 9,81 \cdot 6,3}{2} + 200 \cdot 9,81 + 30 \cdot 9,81 \right) \cdot 1,1 = 699,6 \text{ N}$$

f_k - součinitel tření mezi kolem a kolejnicí dle [3], $f_k = 0,14$

$m_{př}$ - hmotnost jednoho příčnicku, $m_{př} = 200\text{kg}$, (tab. 4.1)

m_m - hmotnost pohonné jednotky příčnicku, $m_m = 30\text{kg}$, (tab. 4.2)

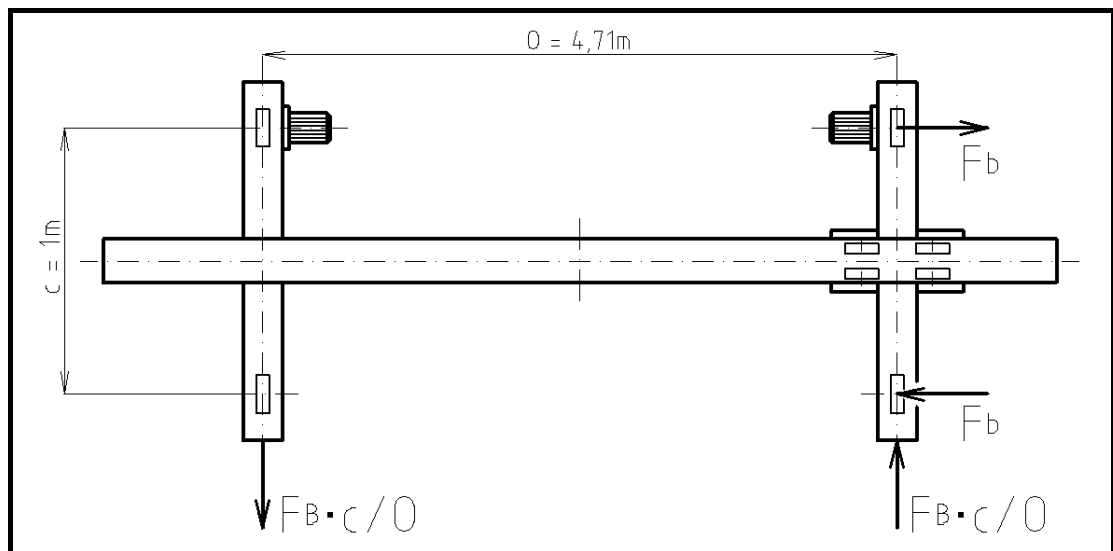
b) Od hmotnosti zatíženého kladkostroje:

Součinitel zatížení γ_{lo} se pro výpočet zrychlující (brzděné) síly uvažuje hodnotou 1,1 dle [8]

$$F_{MK} = f_k \cdot \frac{1}{2} \cdot [Q \cdot \gamma_{lo} + (m_{kl} + m_k) \cdot \gamma_g] \cdot g = 0,14 \cdot \frac{1}{2} \cdot [3200 \cdot 1,1 + (405 + 20) \cdot 1,1] \cdot 9,81 = \quad (3.43)$$

$$F_{MK} = 2738,2\text{N}$$

5. Zatížení od příčení jeřábu na jeřábové dráze (obr. 3.12)



Obr. 3.12 Zatížení od příčení jeřábu na jeřábové dráze

U jeřábů s motorovým pohonem vedeným na dráze pouze nákolky a při poměru

$$\frac{O}{c} \geq 2 \Rightarrow \frac{4710}{1000} = 4,71 > 2 \text{ vycházíme ze vztahu:} \quad (3.44, 3.45)$$

$$F_b = \left(1,5 + \frac{v_{pj}}{200}\right) \cdot \frac{O}{c} \cdot \frac{K}{100} = \left(1,5 + \frac{40}{200}\right) \cdot \frac{4,71}{1} \cdot \frac{44114,7}{100} = 3532,3\text{N}$$

$$c - \text{rozvor jeřábu, doporučené hodnoty} = \left(\frac{1}{5} \text{ až } \frac{1}{7}\right) \cdot L = 1,26 \text{ až } 0,9\text{m}, c = 1\text{m}. \quad (3.46)$$

Je to rovněž rozteč čepů zvoleného příčnicku (tab. 4.1)

Maximální zatížení kol v jednom příčniku:

$$K = (Q \cdot g \cdot \gamma_{lo} + m_{kl} \cdot \gamma_g \cdot g + m_k \cdot \gamma_g \cdot g) + \frac{F_j}{2} \cdot \gamma_g = \quad (3.47)$$

$$K = (3200 \cdot 9,81 \cdot 1,1 + 405 \cdot 1,1 \cdot 9,81 + 20 \cdot 1,1 \cdot 9,81) + \frac{9086}{2} \cdot 1,1 = 44114,7 N$$

Součinitel zatížení γ_{lo} se pro výpočet zatížení od přičení jeřábu uvažuje hodnotou 1,1 dle [8]

Zatížení od vlastní hmotnosti jeřábu:

$$F_j = q_n \cdot g \cdot L + 2 \cdot m_{pr} \cdot g + 2 \cdot m_m \cdot g = 74 \cdot 9,81 \cdot 6,3 + 2 \cdot 200 \cdot 9,81 + 2 \cdot 30 \cdot 9,81 = 9086 N \quad (3.48)$$

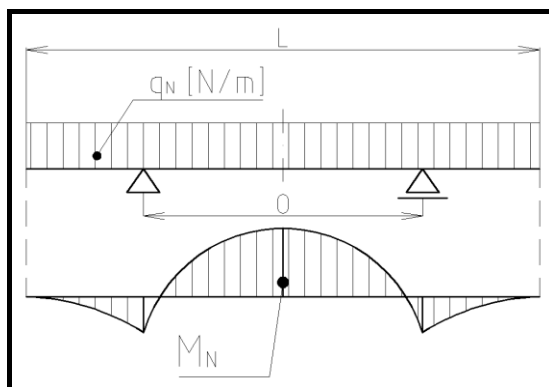
C. Mimořádná zatížení

Z mimořádných zatížení přichází v úvahu pouze zatížení zkušebním břemenem. Další zatížení se buď to neuvažují (síla větru, hmotnost sněhu) nebo vycházejí malé. Tyto zatížení se ve výsledku berou v úvahu jen tehdy, vycházejí-li větší než $F_{BR} + F_K$.

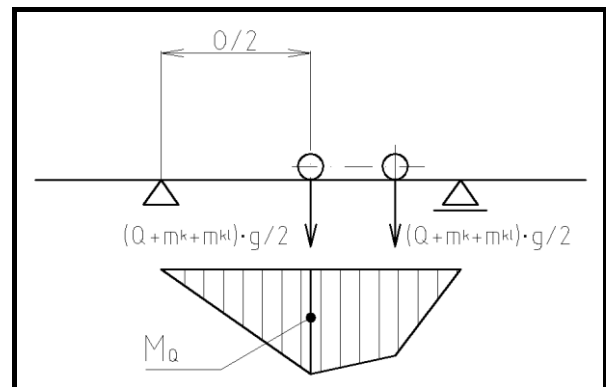
1. Zkušební břemeno statické

$$F_{zk} = 1,25 \cdot Q \cdot g = 1,25 \cdot 3200 \cdot 9,81 = 39240 N \quad (3.49)$$

3.3.8 Momenty od příslušných zatížení a jejich průběhy



Obr. 3.13 Moment od stálé vlastní hmotnosti



Obr. 3.14 Moment od hmotnosti břemene, kladkostroje a kladnice

1. Moment od stálé vlastní hmotnosti (obr. 3.13)

Při výpočtu posouvajících sil bylo zjištěno, že maximální ohybový moment od vlastní stálé hmotnosti bude uprostřed nosníku.

$$M_N = \frac{q_N \cdot L}{2} \cdot \frac{L}{2} - q_N \cdot \frac{L}{2} \cdot \frac{L}{4} = \frac{878,4 \cdot 6,3}{2} \cdot \frac{4,71}{2} - 878,4 \cdot \frac{6,3}{2} \cdot \frac{6,3}{4} = 2158,2 Nm \quad (3.50)$$

2. Moment od břemene a od vlastní hmotnosti kladnice (obr. 3.14)

$$M_Q = \frac{F_{BR} + F_K}{2} \cdot \frac{O}{2} = \frac{50399,9 + 315}{2} \cdot \frac{4,71}{2} = 59716,8 Nm \quad (3.51)$$

3. Moment od vlastní hmotnosti kladkostroje (obr. 3.14)

$$M_{FB} = \frac{F_B}{2} \cdot \frac{O}{2} = \frac{6378,7}{2} \cdot \frac{4,71}{2} = 7510,9 Nm \quad (3.52)$$

4. Moment od setrvačných sil

Moment od vlastní hmotnosti nosníku s příčnickem:

Pro výpočet momentu od vlastní hmotnosti nosníku s příčnickem je uveden zjednodušený vzorec dle [8]. Výpočet je na straně bezpečnosti.

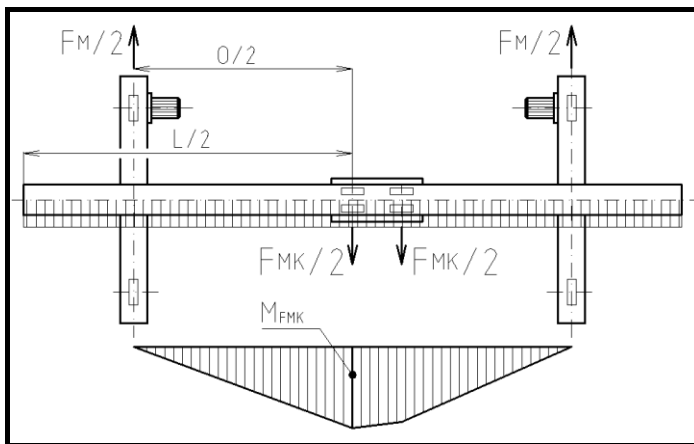
$$M_{FM} = F_M \cdot \frac{L}{8} = 699,6 \cdot \frac{6,3}{8} = 550,9 Nm \quad (3.53)$$

Moment od hmotnosti zatíženého kladkostroje (obr.3.15):

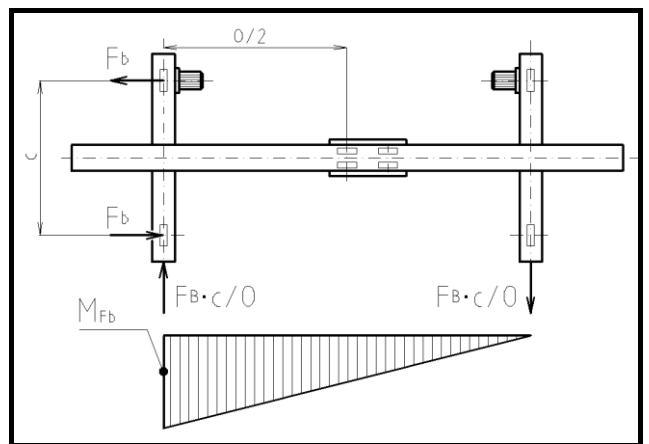
$$M_{FMK} = \frac{F_{MK}}{2} \cdot \frac{O}{2} = \frac{2738,2}{2} \cdot \frac{4,71}{2} = 3224,2 Nm \quad (3.54)$$

Maximální moment od setrvačných sil:

$$M_S = M_{FM} + M_{FMK} = 550,9 + 3224,2 = 3775,1 Nm \quad (3.55)$$



Obr. 3.15 Moment od setrvačných sil



Obr. 3.16 Moment od přičení jeřábu na jeř. dráze

5. Moment od přičení jeřábu na jeřábové dráze (obr. 3.16)

$$M_{Fb} = F_b \cdot \frac{c}{O} \cdot \frac{O}{2} = 3532,3 \cdot \frac{1}{4,71} \cdot \frac{4,71}{2} = 1766,2 Nm < M_{Fb \max} \quad (3.56)$$

$$M_{Fb\max} = F_b \cdot \frac{c}{O} \cdot O = F_b \cdot c = 3532,3 \cdot 1 = 3532,3 Nm \quad (3.57)$$

$M_{Fb} < M_S$ - proto bude dále počítáno jen s větším momentem M_S

6. Moment od zrychlující (brzdě) síly kladkostroje (obr. 3.17)

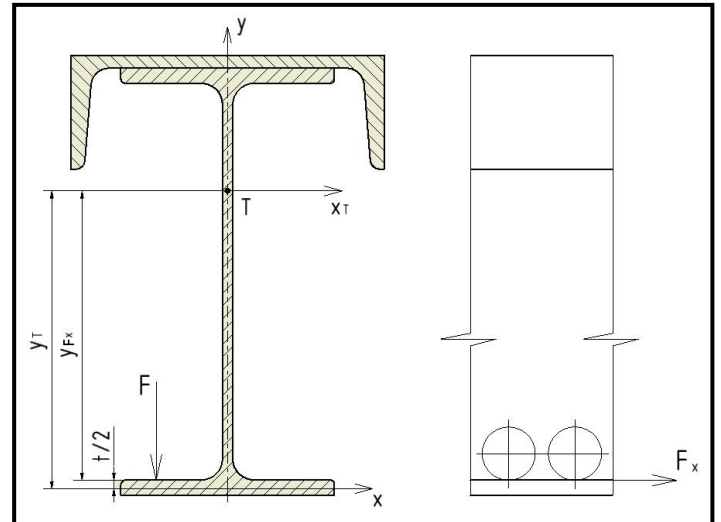
$$F_x = F_{MK} = 2738,2 N \quad (3.58)$$

$$M_{Fx} = \pm F_x \cdot y_{Fx} = \quad (3.59)$$

$$M_{Fx} = \pm 2738,2 \cdot 0,19575 = 536 Nm$$

$$y_{Fx} = y_T - \frac{t}{2} = 201,1 - \frac{10,7}{2} = \quad (3.60)$$

$$y_{Fx} = 195,75 mm$$



Obr. 3.17 Charakteristické koty pro moment od zrychlující (brzdě) síly kladkostroje

7. Moment od zatížení zkušebním břemenem

$$M_{Fzk} = \frac{F_{zk} + F_B + F_K}{2} \cdot \frac{O}{2} = \frac{39240 + 6378,7 + 315}{2} \cdot \frac{4,71}{2} = 54086,9 Nm \quad (3.61)$$

$M_{Fzk} < M_Q \Rightarrow$ s M_{Fzk} nebude nadále počítáno

8. Ohybově kroutící bimoment (obr. 3.18)

Nosník považují za volně uložený v kroucení.

$$M_{kv} = F_{MK} \cdot \left(\eta_0 - \frac{t}{2} \right) = 2738,2 \cdot \left(0,2913 - \frac{0,0107}{2} \right) = 783 Nm \quad (3.62)$$

Pomocné hodnoty:

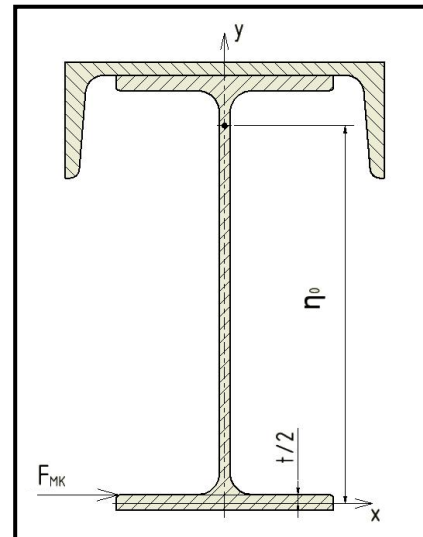
$$k' \cdot z = 0,000986 \cdot 2355 = 2,322 \quad (3.63)$$

Ohybově kroutící bimoment je maximální pro:

$$z = \frac{O}{2} = \frac{4,71}{2} = 2,355 m \quad (3.64)$$

$$\frac{k' \cdot O}{2} = \frac{0,000986 \cdot 4710}{2} = 2,322 \quad (3.65)$$

Z důvodu, že se jedná o podvěsný jeřáb a kladkostroj se může pohybovat v rozpětí které je větší než rozteč jeřábové dráhy O , jsou obě tyto pomocné hodnoty stejné.



Obr. 3.18 Charakteristické koty pro krouťící bimoment

Jejich parabolické funkce:

$$\sinh k' \cdot z = \frac{e^{k' \cdot z} - e^{-k' \cdot z}}{2} = \frac{e^{2,322} - e^{-2,322}}{2} = 5,049 \quad (3.66)$$

$$\cosh \frac{k' \cdot O}{2} = \frac{e^{\frac{k' \cdot O}{2}} + e^{-\frac{k' \cdot O}{2}}}{2} = \frac{e^{2,322} + e^{-2,322}}{2} = 5,147 \quad (3.67)$$

Dle [9] je ohybově krouťící bimoment:

$$B_{\omega} = \frac{M_{kv} \cdot \sinh k' \cdot z}{2 \cdot k' \cdot \cosh \frac{k' \cdot O}{2}} = \frac{783 \cdot 10^3 \cdot 5,049}{2 \cdot 0,000986 \cdot 5,147} = 389,5 \cdot 10^6 \text{ Nmm}^2 \quad (3.68)$$

3.3.9 Posouzení nosníku na pevnost

Několik účinků zatížení působí současně, proto nesmí jejich kombinovaný účinek ve všech částech průřezu překročit vypočtenou únosnost R_d .

Pro tah, tlak ohyb dle [6]:

$$R_d = \frac{R_e}{\gamma_M} = \frac{355}{1,25} = 284 \text{ MPa} \quad (3.69)$$

γ_M - globální dílčí souč. spolehlivosti materiálu dle [6] pro materiál s $R_e > 300 \text{ MPa}$,

$$\gamma_M = 1,25$$

Pro smyk dle [8]:

$$R_s = \mu_s \cdot R_e = 0,6 \cdot 355 = 213 \text{ MPa} \quad (3.70)$$

μ_s - převodní součinitel pro základní materiál nosníků mostových jeřábů dle [8], $\mu_s = 0,6$

Pevnostní rovnice pro výpočet ocelových konstrukcí jeřábů dle [6]:

$$\sigma_z = \frac{N}{S_c} + \frac{M_x}{I_{xT}} \cdot y + \frac{M_y}{I_{yT}} \cdot x + \frac{B_\omega}{I_\omega} \cdot \omega + \sigma_m \leq R_d \quad (3.71)$$

$$\tau = \frac{T \cdot S_x}{I_{xT} \cdot s} + \frac{M_{kv} \cdot s}{I_t} \leq R_s \quad (3.72)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_z^2 + \sigma_m^2 - \sigma_z \cdot \sigma_m + 3 \cdot \tau^2} \leq R_d \quad (3.73)$$

Součet výpočtových ohybových momentů ze základní kombinace zatížení k ose x:

$$M_x = M_N + M_Q + M_{FB} + M_{Fx} = 2158,2 + 59716,8 + 7510,9 + 536 = 69921,9 Nm \quad (3.74)$$

Součet výpočtových ohybových momentů k ose y:

$$M_y = M_S = 3775,1 Nm \quad (3.75)$$

A. Výpočet normálních napětí

1. Normální napětí od tahu, tlaku

$$\sigma_N = \pm \frac{N}{S_c} = \pm \frac{2738,2}{9,12 \cdot 10^3} = \pm 0,3 MPa \text{ - nízká hodnota, lze zanedbat} \quad (3.76)$$

N - normální síla ve směru podélné osy z, v tomto případě brzdná (zrychluje) síla

kladkostroje, $N = F_x = 2738,2 N$

2. Normální napětí ve svislé rovině (obr. 3.19)

$$H = h + s_1 = 300 + 9 = 309 mm \quad (3.77)$$

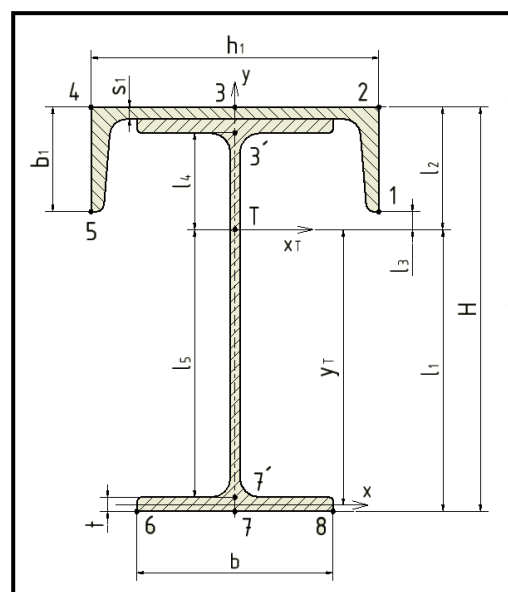
$$l_1 = y_T + \frac{t}{2} = 201,1 + \frac{10,7}{2} = 206,45 mm \quad (3.78)$$

$$l_2 = H - y_T - \frac{t}{2} = 309 - 201,1 - \frac{10,7}{2} = 102,55 mm \quad (3.79)$$

$$l_3 = l_2 - b_1 = 102,55 - 80 = 22,55 mm \quad (3.80)$$

$$l_4 = H - l_1 - s_1 - t = 309 - 206,45 - 9 - 10,7 = 82,85 mm \quad (3.81)$$

$$l_5 = y_T - \frac{t}{2} = 201,1 - \frac{10,7}{2} = 195,75 mm \quad (3.82)$$



Obr. 3.19 Char. koty pro normální napětí



$$\sigma_{zx(2,3,4)} = -\frac{M_x}{I_{xT}} \cdot l_2 = -\frac{69921,9 \cdot 10^3}{127,343 \cdot 10^6} \cdot 102,55 = -56,3 \text{ MPa} \quad (3.83)$$

$$\sigma_{zx(6,7,8)} = \frac{M_x}{I_{xT}} \cdot l_1 = \frac{69921,9 \cdot 10^3}{127,343 \cdot 10^6} \cdot 206,45 = 113,4 \text{ MPa} \quad (3.84)$$

$$\sigma_{zx(1,5)} = -\frac{M_x}{I_{xT}} \cdot l_3 = -\frac{69921,9 \cdot 10^3}{127,343 \cdot 10^6} \cdot 22,55 = -12,4 \text{ MPa} \quad (3.85)$$

Napětí ve svislé stěně profilu:

$$\sigma_{zx(3')} = -\frac{M_x}{I_{xT}} \cdot l_4 = -\frac{69921,9 \cdot 10^3}{127,343 \cdot 10^6} \cdot 82,85 = -45,5 \text{ MPa} \quad (3.86)$$

$$\sigma_{zx(7')} = \frac{M_x}{I_{xT}} \cdot l_5 = \frac{69921,9 \cdot 10^3}{127,343 \cdot 10^6} \cdot 195,75 = 107,5 \text{ MPa} \quad (3.87)$$

3. Normální napětí od ohybu ve vodorovné rovině

$$\sigma_{zy(1,2)} = -\sigma_{zy(4,5)} = \pm \frac{M_y}{I_{yT}} \cdot \frac{h_1}{2} = \pm \frac{3775,1 \cdot 10^3}{32,94 \cdot 10^6} \cdot \frac{220}{2} = \pm 12,6 \text{ MPa} \quad (3.88)$$

$$\sigma_{zy(8)} = -\sigma_{zy(6)} = \pm \frac{M_y}{I_{yT}} \cdot \frac{b}{2} = \pm \frac{3775,1 \cdot 10^3}{32,94 \cdot 10^6} \cdot \frac{150}{2} = \pm 8,6 \text{ MPa} \quad (3.89)$$

4. Normální napětí od kroucení

$$\sigma_{\omega(4)} = -\sigma_{\omega(2)} = \pm \frac{B_{\omega}}{I_{\omega}} \cdot \omega_2 = \pm \frac{389,5 \cdot 10^6}{141,49 \cdot 10^9} \cdot 863,5 = \pm 2,4 \text{ MPa} \quad (3.90)$$

$$\sigma_{\omega(5)} = -\sigma_{\omega(1)} = \pm \frac{B_{\omega}}{I_{\omega}} \cdot \omega_5 = \pm \frac{389,5 \cdot 10^6}{141,49 \cdot 10^9} \cdot 9168,5 = \pm 25,2 \text{ MPa} \quad (3.91)$$

$$\sigma_{\omega(8)} = -\sigma_{\omega(6)} = \pm \frac{B_{\omega}}{I_{\omega}} \cdot \omega_8 = \pm \frac{389,5 \cdot 10^6}{141,49 \cdot 10^9} \cdot 21847,5 = \pm 60,1 \text{ MPa} \quad (3.92)$$

$$\sigma_{\omega(3)} = -\sigma_{\omega(7)} = 0 \text{ MPa} \quad (3.93)$$

5. Normální napětí od místního ohybu spodní pásnice

U všech nosníků po jejichž některé pásnici pojíždí kola kladkostroje je nutné posoudit tuto pásnici na místní ohyb. Síla od kola kladkostroje F_k působí v 1/2 šířky kola (viz obr. 3.20). Při překročení únosnosti pásnice dochází k její deformaci a mohou vznikat tzv. boule.

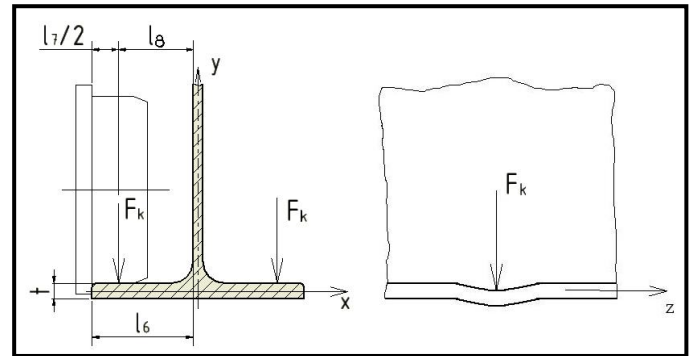
Výpočtové zatížení jednoho kola kladkostroje:

$$F_k = \frac{1}{4} \cdot (F_{BR} + F_B + F_K) = \frac{1}{4} \cdot (50399,9 + 6378,7 + 315) = 14273,4 \text{ N} \quad (3.94)$$

$$l_6 = \frac{b-s}{2} = \frac{150-7,1}{2} = 71,45 \text{ mm} \quad (3.95)$$

$$l_8 = l_6 - \frac{l_7}{2} = 71,45 - \frac{50}{2} = 46,45 \text{ mm} \quad (3.96)$$

l_7 - šířka kola bez nákolku, $l_7 = 45 \text{ mm}$



Obr. 3.20 Charakteristické koty pro ohyb spodní pásnice

Koeficienty k_i se odečtou z diagramu dle [7] podle poměru:

$$\frac{l_8}{l_6} = \frac{46,45}{71,45} = 0,65 \Rightarrow k_1 = 2,1; k_2 = 0,6; k_3 = 0,7 \quad (3.97)$$

Na volném okraji (rov. yz):

$$\sigma_{m1} = \pm k_3 \cdot \frac{F_k}{t^2} = \pm 0,7 \cdot \frac{14273,4}{10,7^2} = \pm 87,3 \text{ MPa} \quad (3.98)$$

V rovině průřezu (rov. xy):

$$\sigma_{m2} = \pm k_1 \cdot \frac{F_k}{t^2} = \pm 2,1 \cdot \frac{14273,4}{10,7^2} = \pm 261,8 \text{ MPa} \quad (3.99)$$

U stěny (rov. yz)

$$\sigma_{m3} = \pm k_2 \cdot \frac{F_k}{t^2} = \pm 0,6 \cdot \frac{14273,4}{10,7^2} = \pm 68,6 \text{ MPa} \quad (3.100)$$

Základní kombinace napětí v průřezu vzdáleném o $\frac{O}{2}$ od podpory (jeřábové dráhy):

$$\sigma_{z5\max} = \sigma_{zx(1,5)} + \sigma_{zy(4,5)} - \sigma_{\omega(5)} = -12,4 - 12,6 + 25,1 = 0,1 \text{ MPa} < R_d \quad (3.101)$$

$$\sigma_{z4\max} = \sigma_{zx(2,3,4)} + \sigma_{zy(4,5)} - \sigma_{\omega(4)} = -56,3 - 12,6 + 2,2 = -66,7 \text{ MPa} < R_d \quad (3.102)$$

$$\sigma_{z8\max} = \sigma_{zx(6,7,8)} + \sigma_{zy(8)} + \sigma_{\omega(8)} + \sigma_{m1} = 113,4 + 8,6 + 60,1 + 87,3 = 269,4 \text{ MPa} < R_d \quad (3.103)$$



Napětí u stěny:

$$\sigma_{7red}' = \sqrt{\sigma_{m2}^2 + (\sigma_{zx(7')} + \sigma_{m3})^2 - (\sigma_{zx(7')} + \sigma_{m3}) \cdot \sigma_{m2}} \leq R_d =$$

$$= \sqrt{261,8^2 + (107,5 + 68,6)^2 - (107,5 + 68,6) \cdot 261,8} = 231,2 MPa < R_d \quad (3.104)$$

$$\sigma_{7red} = \sqrt{\sigma_{zx(6,7,8)}^2 + (\sigma_{zx(6,7,8)} - \sigma_{m3})^2 - (\sigma_{zx(6,7,8)} - \sigma_{m3}) \cdot (-\sigma_{m2})} \leq R_d =$$

$$= \sqrt{113,4^2 + (113,4 - 68,6)^2 - (113,4 - 68,6) \cdot (-261,8)} = 163,1 MPa < R_d \quad (3.105)$$

Žádné z normálních napětí nepřekračuje stanovenou pevnost R_d .

B. Výpočet smykových napětí (obr. 3.19)

1. smykové napětí ve stěně

Posouvající síla:

$$T = \frac{M_x - M_N}{\frac{O}{2}} = \frac{69921,9 - 2158,2}{\frac{4,71}{2}} = 28774,4 N \quad (3.106)$$

Statický moment k ose x:

$$S_{Mx} = S_d \cdot y_T + s \cdot (l_1 - t) \cdot \left(\frac{l_1 - t}{2} \right) = 1605 \cdot 201,1 + 7,1 \cdot (206,45 - 10,7) \cdot \left(\frac{206,45 - 10,7}{2} \right) =$$

$$S_{Mx} = 459 \cdot 10^3 mm^3 \quad (3.107)$$

Smykové napětí:

$$\tau_x = \frac{T \cdot S_{Mx}}{I_{xT} \cdot s} + \frac{M_{kv} \cdot s}{I_t} = \frac{28774,4 \cdot 459 \cdot 10^3}{127,343 \cdot 10^6 \cdot 7,1} + \frac{783 \cdot 10^3 \cdot 7,1}{361 \cdot 10^3} = 30 MPa < R_s \quad (3.108)$$

2. smykové napětí uprostřed spodní pásnice (bod 7)

Statický moment v bodě 7 (obr.3.19):

$$S_{x7} = \frac{S_d}{2} \cdot y_T = \frac{1605}{2} \cdot 201,1 = 161,4 \cdot 10^3 mm^3 \quad (3.109)$$

Smykové napětí v bodě 7:

$$\tau_7 = \frac{T \cdot S_{x7}}{I_{xT} \cdot s} + \frac{M_{kv} \cdot s}{I_t} = \frac{28774,4 \cdot 161,4 \cdot 10^3}{127,343 \cdot 10^6 \cdot 7,1} + \frac{783 \cdot 10^3 \cdot 7,1}{361 \cdot 10^3} = 20,5 MPa < R_s \quad (3.110)$$

**3. smykové napětí na horní pásnici (bod 2)**

Statický moment v bodě 2 (obr.3.19)

$$S_{x2} = b_1 \cdot t_1 \cdot \left(l_2 - \frac{b_1}{2} \right) = 80 \cdot 12,5 \cdot \left(102,55 - \frac{80}{2} \right) = 62,6 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \quad (3.111)$$

Smykové napětí v bodě 2:

$$\tau_2 = \frac{T \cdot S_{x2}}{I_{xT} \cdot s} + \frac{M_{kv} \cdot s}{I_t} = \frac{28773,1 \cdot 62,6 \cdot 10^3}{127,343 \cdot 10^6 \cdot 7,1} + \frac{778,7 \cdot 10^3 \cdot 7,1}{361 \cdot 10^3} = 17,3 \text{ MPa} < R_s \quad (3.112)$$

V žádném dalším bodě průřezu nebude τ větší. Protože i největší τ nedosahuje $0,3 \cdot R_d = 0,3 \cdot 284 = 85,2 \text{ MPa}$ (3.113) dle [9], není nutno s ním při výpočtu σ_{red} počítat a není nutno tedy vůbec tento výpočet provádět.

3.3.10 Posouzení průřezu nosníku na klopení - první mezní stav dle [9]

Ohýbaný prut s průřezem aspoň jednoose symetrickým, ohýbaný v rovině symetrie, ztrácí stabilitu vybočením z roviny symetrie při současném zkroucení prutu. Kontrolu na klopení lze nahradit kontrolou tlačného pásu vzpěrem. V obou případech je výsledek vždy na straně bezpečnosti.

Nejnepříznivěji namáhané tlačné vlákno je v bodě 4 (obr. 3.10). V bodě 2 (obr. 3.10) je vlákno namáhané stejně jen s opačným znaménkem. Pro prut uložený na dvou podporách a namáhaný v krajním vlákne v bodě 4 (obr. 3.10) platí rovnice:

$$c' \cdot \frac{N}{S_c} + c_o \cdot \frac{M_x}{I_{xT}} \cdot y_4 + \frac{M_y}{I_{yT}} \cdot x_4 + \frac{B_\omega}{I_\omega} \leq R_d \quad (3.114)$$

c' - součinitel vzpěrnosti pro centricky tlačné pruty, protože tahové napětí $\sigma_N = 0,3 \text{ MPa}$ nebude kvůli své malé hodnotě bráno v úvahu

c_o - součinitel vzpěrnosti pro vypočtenou štíhlost tlačného pásu $\lambda_{y\omega}$ při klopení: $\lambda_{y\omega} = \gamma_0 \cdot \lambda_{ypc}$

dle [9] je:

$$\text{Parametr nesouměrnosti : } \psi_n = \frac{I_{yu} - I_{yl}}{I_{yT}} = \frac{26,9 \cdot 10^6 - 6,04 \cdot 10^6}{32,94 \cdot 10^6} = 0,633 \quad (3.115)$$



Parametr kroucení:
$$\alpha_t = 0,62 \cdot \frac{O}{h_v} \cdot \sqrt{\frac{I_t}{I_{yT}}} = 0,62 \cdot \frac{4710}{299,15} \cdot \sqrt{\frac{361 \cdot 10^3}{32,94 \cdot 10^6}} = 1,02 \quad (3.116)$$

Z tabulky 4-22 dle [9] je pro hodnoty $\psi_n = 0,633$; $\alpha_t = 1,02$ a poměr

$$\frac{I_{yT}}{I_{xT}} = \frac{32,94 \cdot 10^6}{127,343 \cdot 10^6} = 0,26 \quad (3.117), \text{ pro kloubové uložení v krocení odečtená interpolací}$$

hodnota $\gamma_0 = 1,2$

Štíhlost prutu pro ohyb: $\lambda_{y\omega} = \gamma_0 \cdot \lambda_{ypc} = 1,2 \cdot 63,6 = 76,32 \quad (3.118)$, této štíhlosti přísluší

souč. $c_0 = 1,25$

Celkové napětí ve vlákne 4:

$$\sigma_4 = c_0 \cdot \sigma_{zx(2,3,4)} + \sigma_{zy(4,5)} + \sigma_{\omega 4} = 1,25 \cdot (-56,3) - 12,6 + 2,4 = -80,6 \text{ MPa} < R_d \quad (3.119)$$

Hlavní nosník na první mezní stav vyhovuje.

3.3.11 Posouzení průřezu nosníku na druhý mezní stav

Základním požadavkem je, aby za čas $t_{tl} \leq 15s$ dle [9] klesla amplituda maximálně rozkmitaného mostu vlivem odložení jmenovitého břemene na maximální hodnotu 0,5mm. Musí být splněna podmínka útlumu při rozkmitání.

Doba útlumu:
$$t_{tl} = \frac{\ln 2 \cdot y_{B\ddot{R}}}{f_n \cdot \nu} \quad (3.120)$$

Maximální průhyb nosníku od jmenovitého břemene:

$$y_{B\ddot{R}} = \frac{Q \cdot g \cdot O^3}{48 \cdot E \cdot I_{xT}} = \frac{3200 \cdot 9,81 \cdot 4710^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 127,343 \cdot 10^6} = 2,56 \text{ mm} \quad (3.121)$$

Tuhost nosníku:

$$k_t = \frac{Q \cdot g}{y_{B\ddot{R}}} = \frac{3200 \cdot 9,81}{0,00256} = 12,3 \cdot 10^6 \text{ N / m} \quad (3.122)$$



Redukovaná hmotnost nosníku a kladkostroje s kladnicí:

$$m_{red} = \frac{17}{35} \cdot q_n \cdot L + m_{kl} + m_k = \frac{17}{35} \cdot 74 \cdot 6,3 + 405 + 20 = 651,4 \text{ kg} \quad (3.123)$$

Frekvence vlastních kmitů nosníku:

$$f_n = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k_t}{m_{red}}} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{12,3 \cdot 10^6}{651,4}} = 21,9 \text{ s}^{-1} \quad (3.124)$$

Poměru $\frac{H}{O} = \frac{309}{4710} = 0,066$ (3.125), odpovídá logaritmický dekrement útlumu kmitání

dle [9] $\nu = 0,05$ pro nosníky s vyztuženým tlačným pásem a výškou menší než $\frac{1}{20}$ rozpětí

Doba útlumu:

$$t_{tl} = \frac{\ln 2 \cdot y_{B\check{R}}}{f_n \cdot \nu} = \frac{\ln 2 \cdot 2,56}{21,9 \cdot 0,05} = 1,62 \text{ s} < 15 \dots \text{podmínka je splněna} \quad (3.126)$$

Hlavní nosník vyhovuje na druhý mezní stav.

3.3.12 Kontrola maximálního průhybu nosníku

Tato kontrola se provádí od vlastní hmotnosti mostu, od hmotnosti kladkostroje s kladnicí a od hmotnosti břemene. Výsledný průhyb je dán součtem jednotlivých průhybů.

Dovolená hodnota průhybu pro jeřáby elektrické s jedním hlavním nosníkem, u kterých

kladkostroj pojíždí po spodní přírubě je: $y_{Dov} = \frac{O}{500} = \frac{4710}{500} = 9,42 \text{ mm}$ (3.127)

Průhyb nosníku od jeho vlastní hmotnosti:

$$y_h = \frac{5 \cdot q_n \cdot g \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I_{xT}} = \frac{5 \cdot 74 \cdot 10^{-3} \cdot 9,81 \cdot 6300^4}{384 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 127,343 \cdot 10^6} = 0,56 \text{ mm} \quad (3.128)$$

Průhyb nosníku od hmotnosti jmenovitého břemene: $y_{B\check{R}} = 2,56 \text{ mm}$

Průhyb nosníku od hmotnosti kladkostroje s kladnicí:

$$y_K = \frac{(m_{kl} + m_k) \cdot g \cdot O^3}{48 \cdot E \cdot I_{xT}} = \frac{(405 + 20) \cdot 9,81 \cdot 4710^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 127,343 \cdot 10^6} = 0,34 \text{ mm} \quad (3.129)$$

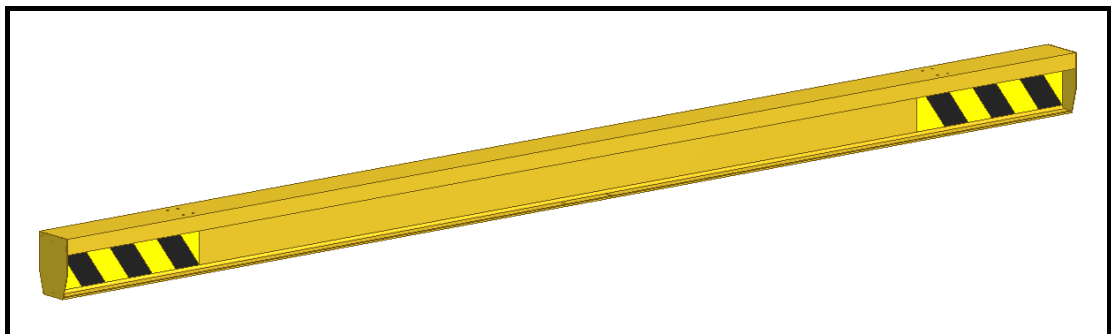
Celkový průhyb nosníku:

$$y_C = y_h + y_{B\dot{R}} + y_K = 0,56 + 2,56 + 0,34 = 3,46mm \quad (3.130)$$

$y_C < y_{Dov} \dots$ Podmínka na maximální průhyb nosníku vyhovuje.

3.3.13 Kontrola průhybu nosníku v programu Ansys workbench

V programu Ansys workbench 12.1 byla provedena kontrola průhybu hlavního nosníku mostového jeřábu (obr.3.21) pomocí metody konečných prvků (obr. 3.25).

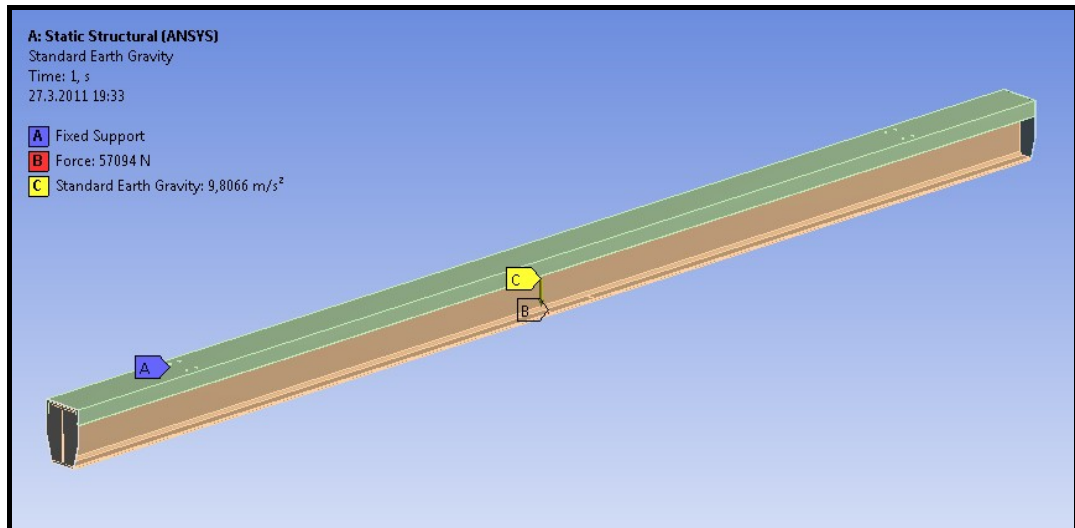


Obr. 3.21 Hlavní nosník mostového jeřábu

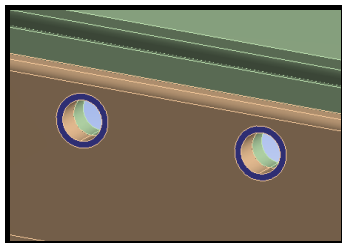
Okrajové podmínky (obr. 3.22): Síly které působí od kol kladkostroje (obr. 3.24), jsou umístěny do nejvíce nebezpečných míst (tak aby dvě kola byla uprostřed nosníku a zbylé dvě posunuté o rozvor kladkostroje). Dále byla zavedena zemská gravitace (tíhové zrychlení $g = 9,81m/s^2$). Pevné podpory jsou v místech otláčení šroubů (obr. 3.23), kde je nosník přimontován k příčnícím.

Výpočtové zatížení jednoho kola kladkostroje: $F_k = 14273,4N$

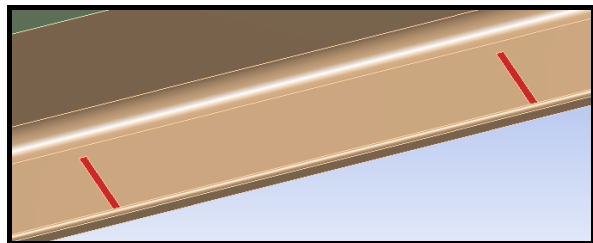
Výpočtové zatížení všech kol kladkostroje: $4 \cdot F_k = 4 \cdot 14273,4 = 57093,6N \quad (3.131)$



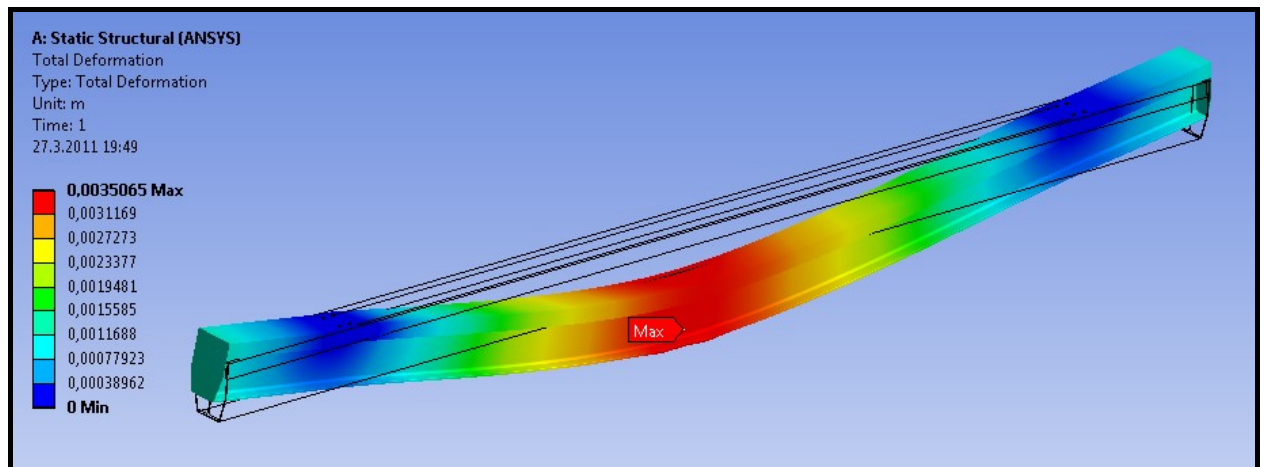
Obr. 3.22 Okrajové podmínky v programu Ansys



Obr. 3.23 Pevné podpory



Obr. 3.24 Místa kde působí síly od kol kladkostroje



Obr. 3.25 Celkový průhyb hlavního nosníku v programu Ansys

Při porovnání obou průhybů jsme došli k podobným výsledkům:

Analytické řešení:

$$y_C = 3,46\text{mm}$$

Průhyb v programu Ansys:

$$y_{Ca} = 3,5065\text{mm}$$

Dovolený průhyb:

$$y_{Dov} = 9,42\text{mm}$$



4 Volba pojezdového ústrojí mostového jeřábu

Pojezdové ústrojí jeřábů je u různých typů jeřábů principálně podobné. Konstrukční uspořádání závisí na druhu jeřábu a jeho základních parametrech.

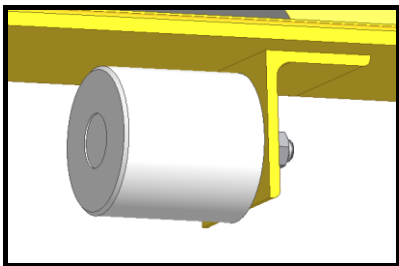
U mostových jeřábů se běžně používají tři druhy pohonu:

- Centrální pohon s průběžným pomaluběžným hřídelem - Motor je zpravidla umístěn u převodové skříně.
- Centrální pohon s průběžným hřídelem o středních otáčkách - Toto konstrukční řešení bylo dříve běžné u většiny mostových jeřábů.
- Vícemotorový pohon - Každá strana mostu je poháněna vlastním motorem s převodovou skříní a brzdou. Hnací mechanismus je umístěn na plošině u příčnicku. Vazba mezi elektromotory na obou stranách bývá nejčastěji elektrická. Při návrhu této vazby je třeba si uvědomit, že elektrická vazba sice zajistí stejné otáčky obou motorů a tedy i pojížděcích kol, nemusí ovšem zabránit předjíždění jedné strany a tedy i přičení jeřábu (např. při různých průměrech pojížděcích kol na obou stranách vlivem výrobní tolerance; nepřesnosti montáže a nestejného opotřebení v důsledku nerovnoměrného zatížení kol atd.). Jeřábový most musí být z tohoto důvodu dostatečně tuhý, aby vyrovnal tyto nepříznivé faktory. Motory se v tomto případě dimenzují každý na poloviční celkový výkon.

4.1 Volba nárazníků

Dojezd mostových jeřábů a jeřábových kladkostrojů je omezen nárazníky. Ty se používají z toho důvodu, aby nedošlo k vyjetí a následnému pádu jeřábu nebo kladkostroje z pojezdového nosníku a také pro absorpci kinetické energie při nárazu. Druh použitého nárazníku (materiálu) závisí na pojezdové rychlosti:

Z důvodu, že pojezdová rychlost zvoleného kladkostroje je 20 m/min, budou pružné nárazníky (rovněž dle Balkancar výrobce) použity pro dojezd kladkostroje do krajních poloh na hlavním mostovém nosníku jeřábu. Jsou použity polyuretanové nárazníky Wampfler 018121-080X080 dle [20] (obr.4.1). Jsou charakteristické tím, že dokážou absorbovat vysokou energii při nárazu.



Obr. 4.1 Nárazník Wampfler

Obr. 4.2 Polyuretanový
nárazník příčnicku dle [14]Obr. 4.3 Gumové
nárazníky dle [16]

- Do pojížděcí rychlosti 25 m/min se používají pevné a pružné nárazky (obr. 4.1).
- Pro rychlosti v rozmezí 25 - 80 m/min jsou nárazníky dřevěné, pryžové nebo plastové (obr. 4.3). Nárazníky jsou pomocí šroubů přišroubovány ke konzole na konci jeřábové dráhy. Stejné nárazníky bývají součástí příčníků mostového jeřábu (obr. 4.2).
- Při rychlostech od 80 m/min výše se používají nárazníky pružinové.

4.2 Pojezdová jednotka

4.2.1 Rozdělení pojezdových jednotek

Mezi pojezdové jednotky patří kolové bloky nebo příčníky, které umožňují pojezd jeřábu po jeřábové dráze. K jejich správnému určení je zapotřebí znát hmotnost jeřábu, rozpětí jeřábové dráhy, nosnost jeřábu, šířku pojezdové pásnice atd.

- **Kolové bloky (obr. 4.4)** - Tyto kompaktní jednotky jsou konstruovány jako kovové skříně s integrovanými koly. Dají se přišroubovat nebo přivařit ke strojnímu zařízení jako jsou např. příčníky apod.



Obr. 4.4 Kolový blok STAHL SR dle [14]

- **Standardní příčníky (obr. 4.5)** - Tyto příčníky pojíždějí po horní pásnici jeřábové dráhy. Bývají většinou v provedení krabicového profilu. S horní nebo boční strany mají stykové desky pro připojení nosníku jeřábu.



Obr. 4.5 Standardní provedení mostového příčníku pro podpěrný jeřáb dle [14]

- **Podvěsné příčníky (obr. 4.6)** - Tyto příčníky se používají tam, kde je jeřábová dráha zavěšena na stropní konstrukci haly. Pojíždějí po spodní pásnici jeřábové dráhy. Ze spodní strany mají stykové desky pro připojení hlavního nosníku jeřábu.

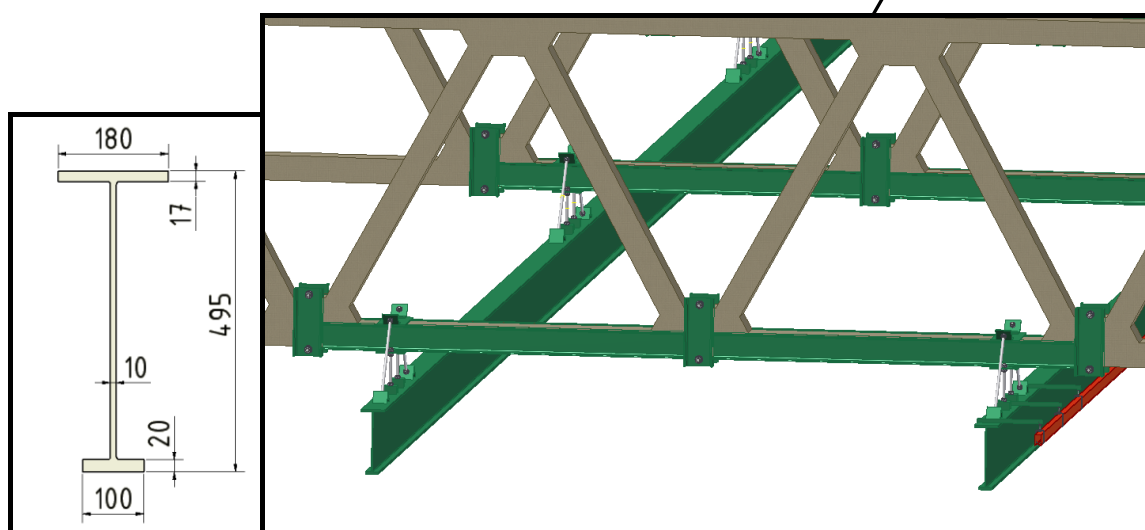
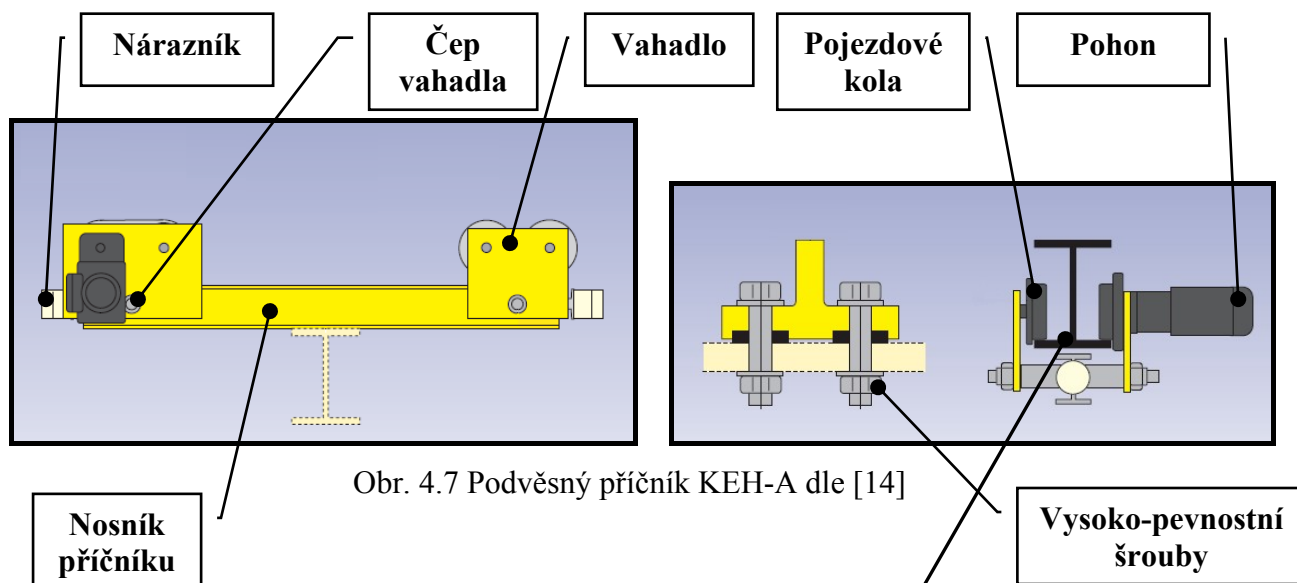


Obr. 4.6 Podvěsné provedení mostového příčníku pro podvěsný jeřáb dle [14]

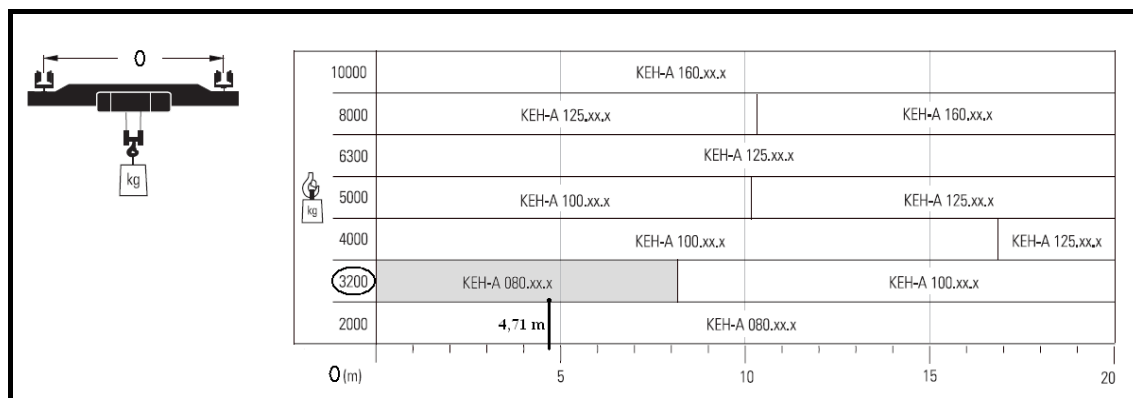
4.2.2 Volba pojezdové jednotky (příčníku)

Dle konstrukčního provedení jsou nejvhodnější podvěsné příčníky přišroubované k hlavnímu nosníku mostového jeřábu. Podle požadavků firmy MSA, a.s. mají být navrženy kompletní smontované pojezdové jednotky včetně pohonu s převodovkou. Obě tyto jednotky musí být poháněny vlastním pohonem.

Dle zadání navrhnuté podvěsné příčníky od firmy Stahl dle [14] (obr. 4.7). Jedná se o ocelové příčníky s vysokým stupněm přesnosti. Kola příčníku jsou z materiálu GGG 70 (tvárná litina - ČSN 422307). Tato pojezdová jednotka se vyznačuje excelentním mazáním a dlouhou životností. Dokáží pracovat na malém prostoru šířky pásnice. Jsou přimontovány vysoko-pevnostními šrouby ke konstrukci nosníku. Příčníky jsou vybaveny silnými nárazníky.



Zvolení odpovídajícího typu příčnicku (obr. 4.9) dle nosnosti a rozpětí jeřábové dráhy (obr. 4.8) dle katalogu Stahl [14]:



Obr. 4.9 Hrubé určení velikosti příčnicku

Podmínky pro zvolení odpovídající velikosti příčnicku KEH-A 080.dle [14]:

$$\text{Maximální zatížení jednoho kola z příčnicku: } R_{\max} \leq R_{zul} \quad (4.1)$$

$$\text{Maximální rozteč jeřábové dráhy: } O \leq O_{zul}, O = 4,71\text{m} \quad (4.2)$$

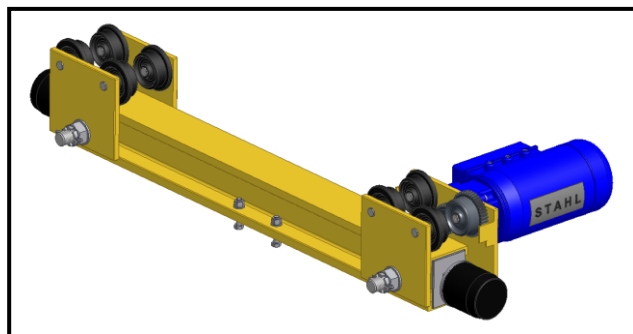
Tíha hlavního nosníku mostového jeřábu s příslušenstvím (svary, troleje, kabely atd):

$$m_T = q_n \cdot L = 74 \cdot 6,3 = 466,2\text{kg} \quad (4.3)$$

Jednotlivá zatížení dle [14]:

$$m_{Kr} = m_T + m_{Ko} = 466,2 + 230 = 696,2\text{kg} \quad (4.4)$$

$$m_{Ko} = m_{př} + m_m = 200 + 30 = 230\text{kg} \quad (4.5)$$

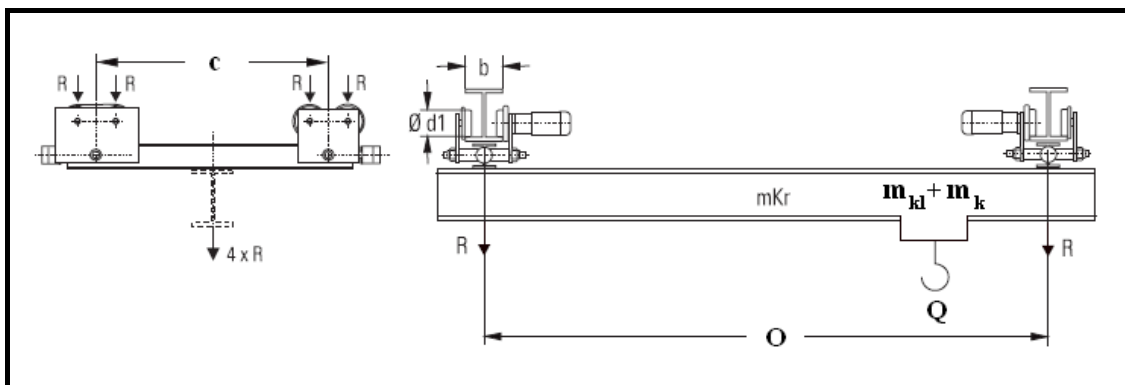


Obr. 4.10 Příčnick KEH-A 080.10.1

Výpočet R_{\max} dle [14]:

$$R_{\max} = \frac{m_{Kr}}{8} + \frac{Q + m_{kl} + m_k}{4} = \frac{696,2}{8} + \frac{3200 + 405 + 20}{4} = 993,3\text{kg} \Rightarrow \quad (4.6)$$

\Rightarrow Volím typ příčnicku KEH - A 080.10.1 (obr. 4.10, obr.4.11), (tab. 4.1)



Obr. 4.11 Schéma příčnicku KEH-A 080.10.1

Tab. 4.1 Charakteristické veličiny příčnicku KEH-A 080.10.1

Průměr d1	R_{zul}	O_{zul}	c	b_{zul}	$m_{př}$
[mm]	[kg]	[m]	[mm]	[mm]	[kg]
80	1000	max. 8	1000	74 - 300	200

Šířka pojezdové příruby jeřábové dráhy musí být v rozmezí $b_{zul} = 74$ až 300 mm dle [14], dle (obr. 4.8) je šířka příruby 100mm \Rightarrow Zvolený příčnick může pojíždět po stávající jeřábové dráze.

4.2.3 Volba pohonné jednotky

Pohonné jednotky firmy Stahl jsou přizpůsobeny požadavkům pro systémy přepravující materiál. Vyznačují se kompaktní konstrukcí, bezporuchovostí, úsporou elektrické energie atd. Za celou dobu své životnosti nepotřebují údržbu a mohou se používat v teplotách od -20°C až +40°C. Všechny pohony dokážou pracovat pro dvě rychlosti pojezdu mostového jeřábu.

Pro příčník KEH-A 080.10.1 se dají použít čtyři druhy pohonů dle [14]. Jejich správné určení závisí na maximálním zatížení jedné pohonné jednotky a na pojezdové rychlosti.

Podmínky pro zvolení odpovídající velikosti pohonné jednotky dle [14]:

$$\text{zatížení jedné pohonné jednotky: } F_{\max} \leq F_{zul} \quad (4.7)$$

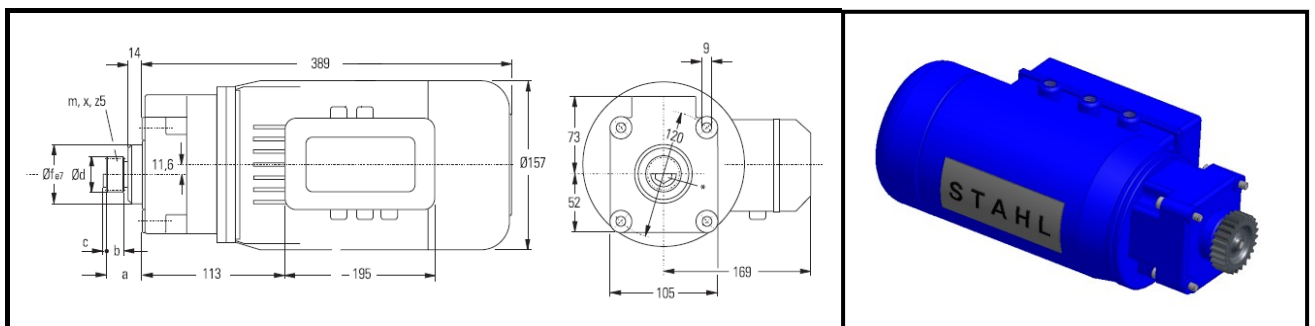
$$F_{\max} = m_{Kr} + m_{kl} + Q + m_k = 696,2 + 405 + 3200 + 20 = 4321,2 \text{ kg} \quad (4.8)$$

Podle zadání firmy MSA, a.s. má být rychlost pojezdu jeřábu $v_{pj} = 40 \text{ m/min}$.

Dle těchto parametrů volen pohon **FU-B 125339ex** (tab. 4.2; obr. 4.12). Pohon je tvořen elektropřevodovkou, která svým pastorkem zabírá do věnce pojižděcího kola.

Tab. 4.2 Charakteristické veličiny pohonu FU-B 125339ex

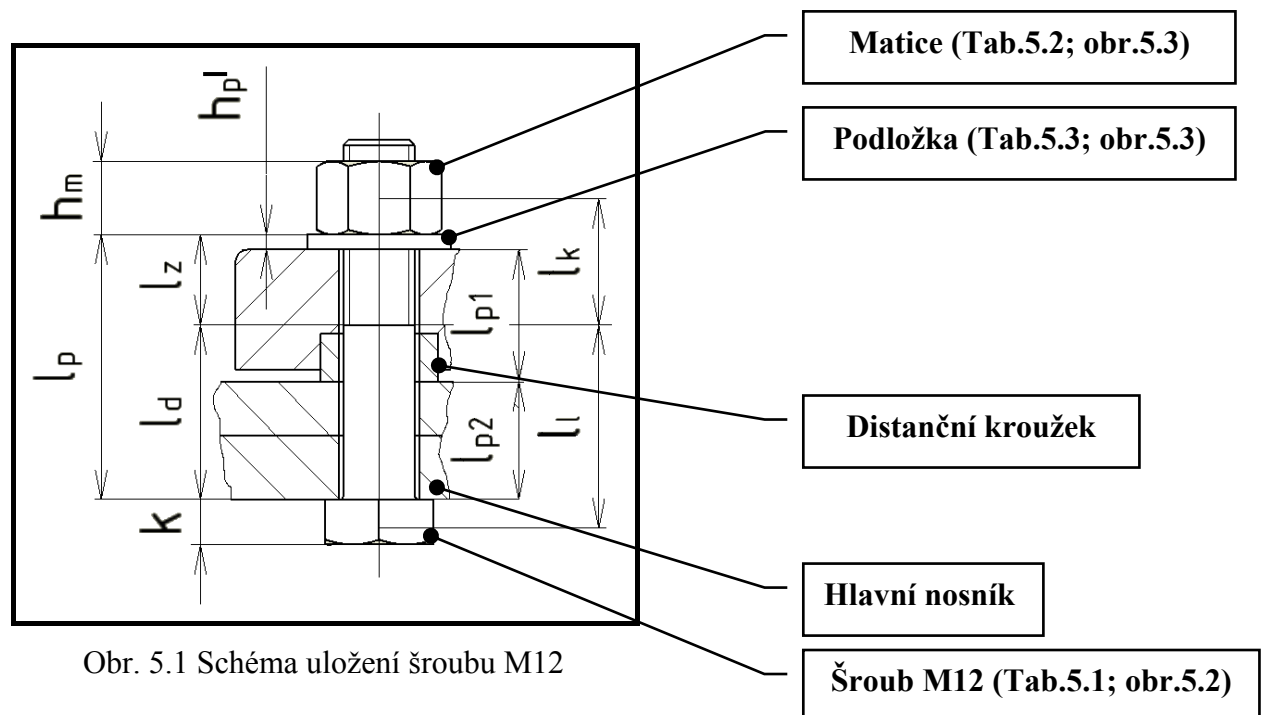
Pojezdová rychlost	F_{zul}	Výkon motoru	otáčky	m_m
[m/min]	[kg]	[kW]	[min ⁻¹]	[kg]
10/40	5000	0,06/0,32	111,2/564,8	30



Obr. 4.12 Schéma pohonu FU-B 125339ex pro příčník KEH-A 080.10.1

5 Kontrola šroubů spojující příčník s hlavním nosníkem (obr.5.4)

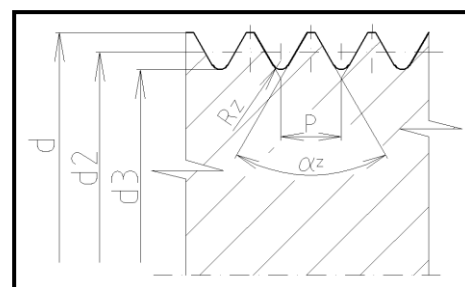
Jedná se o vysokopevnostní šrouby M12 x 60 - 10.9 (obr. 5.1). Firma Stahl dodává tyto šrouby spolu s příčníkem. Tloušťka příruby příčníku je $l_{p1} = 20\text{mm}$ a tloušťka příruby hlavního nosníku musí být v rozmezí $l_{p2} = 10$ až 23mm dle [14]. S příčníkem se dodává také distanční kroužek, který se po utažení matice zdeformuje. Šroub i příruba jsou z oceli ($E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$). Firma Stahl předepisuje dotažení matice maximálním kroutícím momentem 130Nm , po pevnostním výpočtu šroubu je tento moment příliš velký a proto je počítáno s $M_u = 50\text{Nm}$.



Obr. 5.1 Schéma uložení šroubu M12

Tab. 5.1 Šroub M12 x 60 - 10.9 (obr. 5.2)

d	12 mm
d ₂	11,026 mm
d ₃	10,16 mm
α _z	60°
P	1,5 mm
k	7,5 mm
R _z	0.144337561 * P ~ 0,217mm
l _d	30 mm



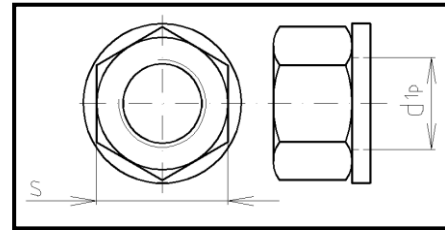
Obr. 5.2 Schéma metrického závitu

Tab. 5.2 Matice M12 ČSN EN ISO 24032

h _m	10,8 mm
s'	18 mm

Tab. 5.3 Podložka 12 ČSN EN ISO 7090

d_{1p}	13 mm
h_p'	2,5 mm



Obr. 5.3 Schéma matice s podložkou

Charakteristické rozměry pro (obr. 5.1):

$$l_{p2} = s_1 + t = 9 + 10,7 = 19,7 \text{ mm} \Rightarrow$$

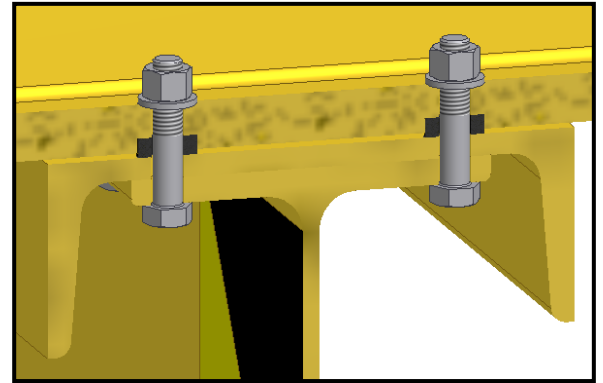
\Rightarrow vyhovuje požadavkům příčníku

$$l_p = l_{p2} + l_{p1} + h_p' = 19,7 + 20 + 2,5 = 42,2 \text{ mm} \quad (5.2)$$

$$l_z = l_p - l_d = 42,2 - 30 = 12,2 \text{ mm} \quad (5.3)$$

$$l_l = l_d + \frac{2}{3} \cdot k = 30 + \frac{2}{3} \cdot 7,5 = 35 \text{ mm} \quad (5.4)$$

$$l_k = l_z + \frac{1}{2} \cdot h_m = 12,2 + \frac{1}{2} \cdot 10,8 = 17,6 \text{ mm} \quad (5.5)$$



Obr. 5.4 Šrouby spojující nosník s příčníkem

Konstanta tuhosti šroubu:

$$c_s = \frac{\pi \cdot E}{4 \cdot \left(\frac{l_k}{d_3^2} + \frac{l_l}{d^2} \right)} = \frac{\pi \cdot 2,1 \cdot 10^5}{4 \cdot \left(\frac{17,6}{10,16^2} + \frac{35}{12^2} \right)} = 3,988 \cdot 10^5 \text{ Nmm}^{-1} \quad (5.6)$$

Konstanta tuhosti příruby (obr. 5.5):

Příruba se deformuje jen v určité oblasti pod maticí a hlavou šroubu. Oblast předpokládaných pružných deformací přírub vymezuje tzv. Bachův komolý dvojkužel.

$$D_{red} = s' + \frac{l_{p1} + l_{p2}}{2} \cdot \tan \alpha = 18 + \frac{20 + 19,7}{2} \cdot \tan 45 = 37,85 \text{ mm} \quad (5.7)$$

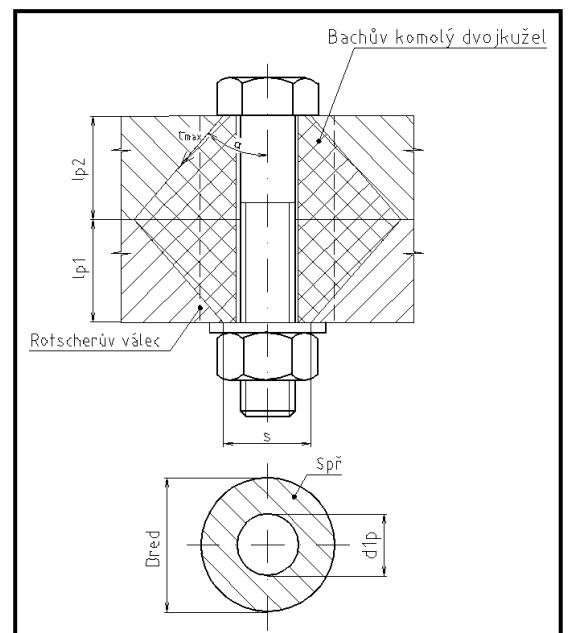
$$D_{red} = 37,85 \text{ mm}$$

$$S_{př} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{red}^2 - d_{1p}^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (37,85^2 - 13^2) = 992,4 \text{ mm}^2 \quad (5.8)$$

$$S_{př} = 992,4 \text{ mm}^2$$

$$c_{př} = \frac{E \cdot S_{př}}{l_{p1} + l_{p2}} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 992,4}{20 + 19,7} =$$

$$c_{př} = 5,249 \cdot 10^6 \text{ Nmm}^{-1}$$



Obr. 5.5 Model pro určení konstanty příruby

Výpočet předepínací síly z utahovacího momentu:

$$M_u = M_{tm} + M_{tz} = 50 Nm \quad (5.10)$$

$$M_u = \frac{1}{2} \cdot F_0 \cdot f_m \cdot \frac{s' + d_{p1}}{2} + F_0 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} \Rightarrow F_0 = \frac{4 \cdot M_u}{f_m \cdot (s' + d_{p1}) + 2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot d_2} \quad (5.11)$$

$$F_0 = \frac{4 \cdot 50000}{0,15 \cdot (18 + 13) + 2 \cdot \operatorname{tg}(2,48 + 16,1) \cdot 11,026} = 16580 N$$

f_m – součinitel smykového tření bez mazání mezi ocelovou maticí a ocelovou podložkou se pohybuje v rozmezí 0,15 až 0,20 dle [10], volen $f_m = 0,15$

$$\text{Úhel stoupání závitu šroubu: } \psi = \operatorname{arctg} \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{arctg} \frac{1,5}{\pi \cdot 11,026} = 2,48^\circ \quad (5.12)$$

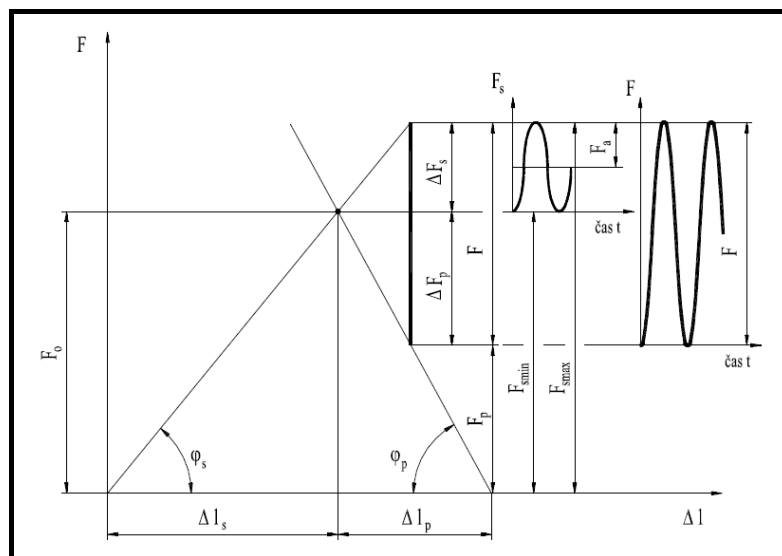
$$\text{Úhel tření v závitu šroubu: } \varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f_t}{\cos \frac{\alpha_z}{2}} = \operatorname{arctg} \frac{0,25}{\cos \frac{60}{2}} = 16,1^\circ \quad (5.13)$$

f_t – součinitel smykového tření na metrickém závitu bez povrchové úpravy a bez mazání se pohybuje v rozmezí 0,19 až 0,36 dle [11], volen $f_t = 0,25$

Výpočet provozní síly od příslušných zatížení:

$$F = \frac{\frac{m_T \cdot g}{2} + (Q + m_{kl} + m_k) \cdot g}{4} = \frac{\frac{466,2 \cdot 9,81}{2} + (3200 + 405 + 20) \cdot 9,81}{4} = 9462 N \quad (5.14)$$

Silový diagram spoje (obr. 5.6)



Obr. 5.6 Silový diagram spoje pro mívovou provozní sílu



Pulsující síla ve šroubu:

$$\Delta F_s = F \cdot \frac{c_s}{c_s + c_{př}} = 9462 \cdot \frac{3,988 \cdot 10^5}{3,988 \cdot 10^5 + 5,249 \cdot 10^6} = 668,1 N \quad (5.15)$$

Pulsující síla v přírubách:

$$\Delta F_p = F \cdot \frac{c_{př}}{c_s + c_{př}} = 9462 \cdot \frac{5,249 \cdot 10^6}{3,988 \cdot 10^5 + 5,249 \cdot 10^6} = 8793,9 N \quad (5.16)$$

Prodloužení šroubu při síle předpětí F_0 :

$$\Delta l_s = \frac{F_0}{c_s} = \frac{16580}{3,988 \cdot 10^5} = 0,042 mm \quad (5.17)$$

Prodloužení příruby při síle předpětí F_0 :

$$\Delta l_p = \frac{F_0}{c_p} = \frac{16580}{5,249 \cdot 10^6} = 0,003 mm \quad (5.18)$$

Kontrola součinitele minimální síly v sevření ψ_p :

Tento součinitel se volí v rozmezí $\psi_p = (0,2 \div 1,5)$ dle [12]

Minimální síla v sevřených částech:

$$F_p = \psi_p \cdot F \Rightarrow \psi_p = \frac{F_p}{F} = \frac{F_0 - \Delta F_p}{F} = \frac{16580 - 8793,9}{9462} = 0,82 \Rightarrow \quad (5.19)$$

\Rightarrow souč. vychází v předepsaném rozmezí

Maximální síla ve šroubu:

$$F_{s\max} = F_0 + \Delta F_s = 16580 + 668,1 = 17248,1 N \quad (5.20)$$

Minimální síla ve šroubu:

$$F_{s\min} = F_0 = 16580 N \quad (5.21)$$

Amplituda síly ve šroubu:

$$F_a = \frac{F_{s\max} - F_{s\min}}{2} = \frac{17248,1 - 16580}{2} = 334,1 N \quad (5.22)$$

**Výpočet napětí od osově síly**

Dolní napětí v tahu:

$$\sigma_{td} = \frac{F_{smin} \cdot 4}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{16580 \cdot 4}{\pi \cdot 10,16^2} = 204,5 MPa \quad (5.23)$$

Horní napětí v tahu:

$$\sigma_{th} = \frac{F_{smax} \cdot 4}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{17248,1 \cdot 4}{\pi \cdot 10,16^2} = 212,7 MPa \quad (5.24)$$

Střední napětí v tahu:

$$\sigma_{tm} = \frac{\sigma_{th} + \sigma_{td}}{2} = \frac{212,7 + 204,5}{2} = 208,6 MPa \quad (5.25)$$

Amplitudové napětí v tahu:

$$\sigma_{ta} = \frac{\sigma_{th} - \sigma_{td}}{2} = \frac{212,7 - 204,5}{2} = 4,1 MPa \quad (5.26)$$

5.1 Statická kontrola šroubu

Minimální součinitel statické bezpečnosti vůči mezi kluzu je $k_{smin} = 1,5$ dle [12]

Moment tření v závitu šroubu:

$$M_{tz} = F_0 \cdot tg(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} = 16580 \cdot tg(2,48 + 16,1) \cdot \frac{11,026}{2} = 30725,8 Nmm \quad (5.27)$$

Výpočet krutu od utažení matice:

$$\tau_k = \frac{M_{tz}}{W_k} = \frac{M_{tz}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{30725,8}{\frac{\pi \cdot 10,16^3}{16}} = 149,2 MPa \quad (5.28)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{th}^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{212,7^2 + 4 \cdot 149,2^2} = 366,4 MPa \quad (5.29)$$

Součinitel statické bezpečnosti vůči mezi kluzu:

$$k_s = \frac{Re_s}{\sigma_{red}} = \frac{900}{366,4} = 2,46 \quad (5.30)$$

$$k_s > k_{smin} \Rightarrow \text{statická bezpečnost vyhovuje}$$

Mez kluzu šroubu:

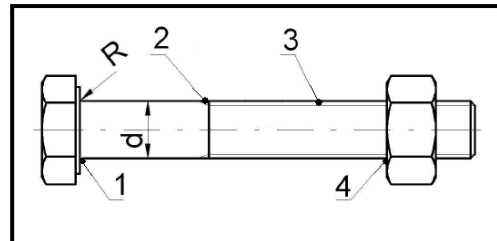
$$Re_s = 10 \cdot 9 \cdot 10 = 900 \text{ MPa} \quad (5.31)$$

5.2 Dynamická kontrola šroubu

U šroubových spojů je největší vrubový součinitel v místě prvního nosného závitu šroubu dle (obr. 5.7) místo 4. Zde dochází k nejčastějším poruchám. Dle [12] je pro šroub pevnostní třídy 10.9 pevnost v tahu $R_m = 1000 \text{ MPa}$, mez únavy $\sigma_C = 340 \text{ MPa}$ a mez únavy pro mívající namáhání $\sigma_{HC} = 640 \text{ MPa}$.

Výška závitu:

$$h_3 = \frac{d - d_3}{2} = \frac{12 - 10,16}{2} = 0,92 \text{ mm} \quad (5.32)$$



Obr. 5.7 Nebezpečná místa u šroubových spojů

Zmírňující účinek γ vlivem po sobě následujícím vrubu:

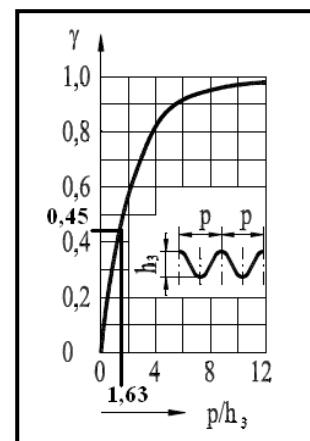
$$\frac{P}{h_3} = \frac{1,5}{0,92} = 1,63 \Rightarrow \text{dle (obr. 5.8)} \gamma = 0,45 \quad (5.33)$$

$$h_3' = \gamma \cdot h_3 = 0,45 \cdot 0,92 = 0,414 \text{ mm} \quad (5.34)$$

$$d_3' = d - 2 \cdot h_3' = 12 - 2 \cdot 0,414 = 11,172 \text{ mm} \quad (5.35)$$

$$\frac{d}{d_3'} = \frac{12}{11,172} = 1,074 \Rightarrow \text{dle (tab. 5.4)} \Rightarrow B = 1,0238 \quad (5.36)$$

$$b' = 0,27618$$



Obr. 5.8 Zmírňující účinek vrubu

Tab. 5.4 Součinitel koncentrace napětí

Součinitel koncentrace napětí v místě 3 podle

(obr. 5.7) a (tab. 5.4)

$$\alpha_{\sigma 3} = B \cdot \left(\frac{Rz}{d_3'} \right)^{-b'} = 1,0238 \cdot \left(\frac{0,217}{11,172} \right)^{-0,27618} = 3,04 \quad (5.37)$$

Součinitel koncentrace napětí v místě 4:

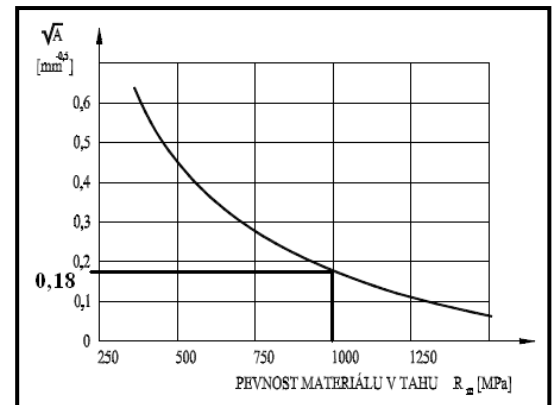
$$\alpha_{\sigma 4} = \alpha_{\sigma 3} + \kappa \cdot \frac{d}{8 \cdot h_3} = 3,04 + 0,8 \cdot \frac{12}{8 \cdot 0,92} = 4,34 \quad (5.38)$$

 κ - koeficient pro výpočet koncentrace napětí, $\kappa = 0,8$ dle [12]

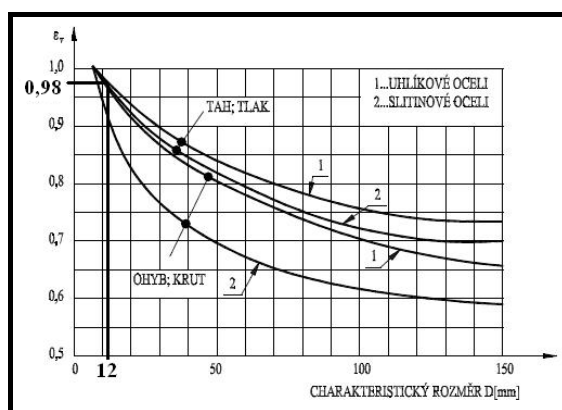
$\alpha_{\sigma 3} = B \cdot \left(\frac{Rz}{d_3'} \right)^{-b'}$		
$\frac{d}{d_3'}$	B	b'
∞	0,99372	0,39352
2,00	0,99383	0,38231
1,50	0,99808	0,36955
1,30	1,00490	0,35545
1,20	1,01070	0,33765
1,15	1,02630	0,31673
1,10	1,02720	0,29484
1,07	1,02380	0,27618
1,05	1,02720	0,25256

Vrubový součinitel podle Neubera:

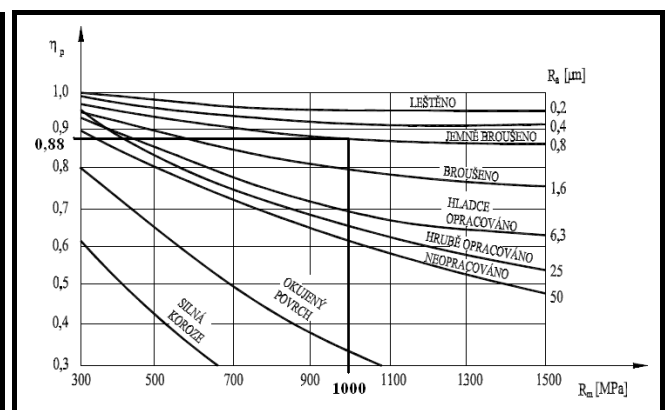
$$\beta = 1 + \frac{\alpha_{\sigma 4} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{Rz}}} = 1 + \frac{4,34 - 1}{1 + \frac{0,18}{\sqrt{0,217}}} = 3,41 \quad (5.39)$$

Pro $R_m = 1000 \text{ MPa} \Rightarrow$ dle (obr. 5.9), $\sqrt{A} = 0,18$


Obr.5.9 Neuberova konstanta vrubové citlivosti



Obr. 5.10 Součinitel vlivu velikosti



Obr. 5.11 Součinitel vlivu jakosti povrchu

 ϵ_v - součinitel vlivu velikosti dle (obr. 5.10) pro rozměr 12mm, $\epsilon_v = 0,98$
 η_p - součinitel vlivu jakosti povrchu dle (obr. 5.11) pro $R_m = 1000 \text{ MPa}$ a jemně broušeno, $\eta_p = 0,88$



Součinitel kontrakce pro hladký vzorek:

$$\psi_{\sigma} = \frac{2 \cdot \sigma_C - \sigma_{HC}}{\sigma_{HC}} = \frac{2 \cdot 340 - 640}{640} = 0,063 \quad (5.40)$$

Součinitel kontrakce pro součást s vrubem:

$$\psi_{\sigma}^* = \psi_{\sigma} \cdot \frac{\varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta} = 0,063 \cdot \frac{0,98 \cdot 0,88}{3,41} = 0,016 \quad (5.41)$$

Mez únavy pro souměrně střídavé zatížení tah-tlak pro skutečnou součást:

$$\sigma_C^* = \sigma_C \cdot \frac{\varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta} = 340 \cdot \frac{0,98 \cdot 0,88}{3,41} = 86 \text{ MPa} \quad (5.42)$$

Bezpečnost vůči mezní amplitudě pro pulsující kmit napětí:

$$k_{\sigma a} = \frac{\sigma_C^* - \psi_{\sigma}^* \cdot \sigma_{td}}{(1 + \psi_{\sigma}^*) \cdot \sigma_{ta}} = \frac{86 - 0,016 \cdot 204,5}{(1 + 0,016) \cdot 4,1} = 19,9 \quad (5.43)$$

Doporučená bezpečnost: $1,5 < k_{\sigma a} \Rightarrow \text{vyhovuje}$

Bezpečnost vůči hornímu meznímu napětí:

$$k_{\sigma H} = \frac{2 \cdot \sigma_C^* + (1 + \psi_{\sigma}^*) \cdot \sigma_{td}}{(1 + \psi_{\sigma}^*) \cdot \sigma_{th}} = \frac{2 \cdot 86 + (1 + 0,016) \cdot 204,5}{(1 + 0,016) \cdot 212,7} = 1,76 \quad (5.44)$$

Doporučená bezpečnost: $k_{\sigma H} = (1,25 \div 2,5) \Rightarrow \text{vyhovuje}$

Výsledná bezpečnost (do výpočtu brána horší varianta):

$$k_v = \frac{k_{\sigma H} \cdot k_{\tau}}{\sqrt{k_{\sigma H}^2 + k_{\tau}^2}} = \frac{1,76 \cdot 3,48}{\sqrt{1,76^2 + 3,48^2}} = 1,57 \quad (5.45)$$

Doporučená výsledná bezpečnost $k_v = (1,5 \div 2,5) \Rightarrow \text{vyhovuje}$

$$\text{kde } k_{\tau} = \frac{0,577 \cdot \text{Re}_s}{\tau_k} = \frac{0,577 \cdot 900}{149,2} = 3,48 \quad (5.46)$$

6 Kontrola svarového spojení profilu U220 a IPE300

Ke svařování profilu U220 a IPE300 bude použita elektroda dle [13]. Jedná se o elektrodu E 52.33 (nové značení OK 55.00) - pro součásti a strojní konstrukce, mosty, oceli 11 523.

Z důvodu, že se pod mostovou konstrukcí mohou pohybovat lidé a také, že při porušení svarového spoje může dojít k velkým ekonomickým ztrátám, volím bezpečnost svarového spoje $k_{sv} = 4$.

Tento koutový svar (obr. 6.1) je počítán pod maximálně zatíženým kladkostrojem, tedy $Q = 3200\text{kg}$, rozvor kladkostroje $i = 280\text{mm}$. Z toho důvodu, že se kladkostroj může nacházet kdekoli na hlavním nosníku jeřábu, bude těchto svarů na nosníku několik.

Zatížení svarového spoje:

$$m_s = Q + m_{kl} + m_k + m_l \cdot L = 3200 + 405 + 20 + 42,2 \cdot 6,3 = 3891\text{kg} \quad (6.1)$$

Síla která působí na svarový spoj:

$$F_1 = m_s \cdot g = 3891 \cdot 9,81 = 38170,7\text{N} \quad (6.2)$$

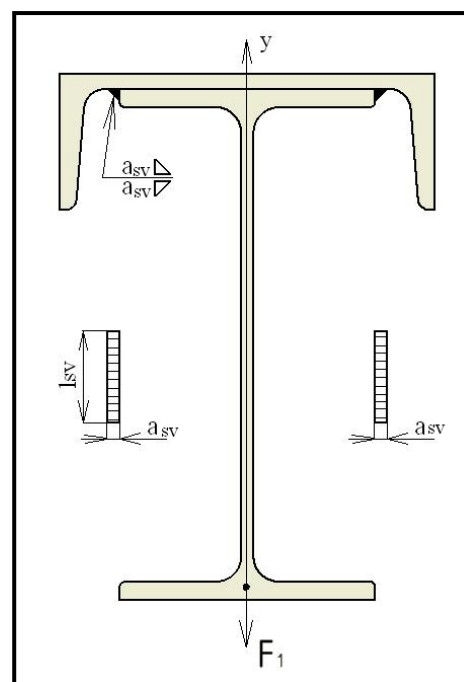
Jmenovité napětí svaru:

$$\tau_1 = \frac{F_1}{2 \cdot S_{sv}} = \frac{F_1}{2 \cdot a_{sv} \cdot l_{sv}} \leq \tau_{Dsv} \quad (6.3)$$

a_{sv} - nosná výška koutového svaru, $a_{sv} = 4\text{mm}$

Dovolené napětí ve svaru:

$$\tau_{Dsv} = k_{3sv} \cdot \frac{Re}{k_{sv}} = 0,9 \cdot \frac{355}{4} = 79,9\text{MPa} \quad (6.4)$$



Obr. 6.1 Schéma koutového svaru

k_{3sv} - převodní součinitel podle ČSN 05 0120 dle [11] tab. 5.2, pro čelní koutový svar, pro oceli s pevností 350 až 370MPa, $k_{3sv} = 0,9$

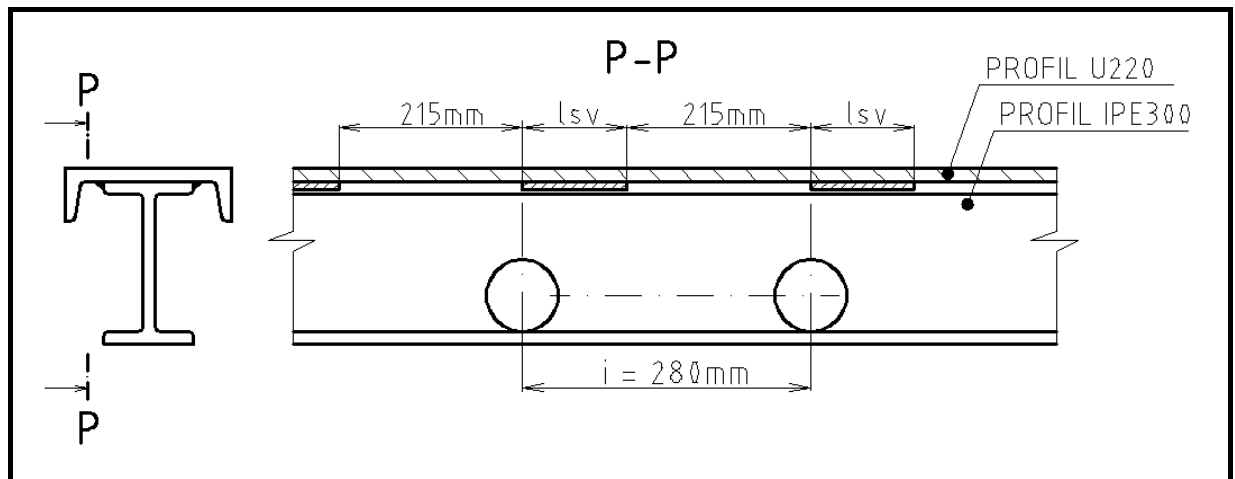
Po úpravě:

$$l_{sv} \geq \frac{F_1}{2 \cdot a_{sv} \cdot \tau_{Dsv}} = \frac{38170,7}{2 \cdot 4 \cdot 79,9} = 59,7 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím délku svaru } l_{sv} = 65 \text{ mm} \quad (6.5)$$

Délka svarového spoje musí být tedy pod kladkostrojem $l_{sv} = 65 \text{ mm}$. Rozvor kladkostroje je $i = 280 \text{ mm}$. Z toho vyplývá, že mezi svarovými spoji bude mezera 215 mm (obr. 6.2).

Počet svarových spojů na jedné straně:

$$x_{sv} = \frac{L}{i} = \frac{6300}{280} = 22,5 \quad (6.6)$$



Obr. 6.2 Schéma uspořádání svarového spojení



7 Elektrovýzbroj a údržba

Součástí projektu na výrobu podvěsného jeřábu musí být zhotoven elektroprojekt všech elektrických komponentů.

Elektroprojekt musí odpovídat všem doposud platným normám ČSN (Ochrana před úrazem el. proudem dle ČSN 33 2000-4-41; Ochrana živých částí č. 411.1; Ochrana před nebezpečným dotykem neživých částí; Automatické odpojení od zdroje 411.3; Ochranné pospojování 411.3.1.2.; Dvojitá nebo zesílená izolace 412 atd.).

Elektroinstalace může být provedena pouze pracovníky s odpovídající kvalifikací. Veškeré mechanické úchyty elektrických komponentů budou řešeny při samotné montáži (např. držák rozvaděče, protikolizní zařízení, přetěžovací zařízení, úchyt ovládacího panelu atd.).

Elektroinstalace není součástí tohoto zadání. Je navrženo pouze napájení jeřábu a jeho elektrických částí pomocí troleje Akapp Multiconductor a navržen omezovač pro přetížení pro lanové kladkostroje .

7.1 Elektrické vybavení

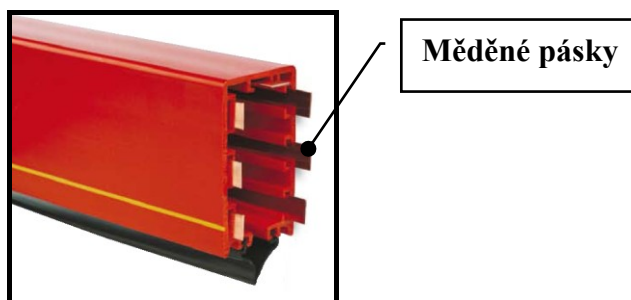
Základní údaje napěťové soustavy:

- Napětí - 400/230V AC TN-C
- Frekvence - 50Hz
- 3 PEN - napájecí systém Akapp

7.1.1 Napájecí systém AKAPP MULTICONDUCTOR dle [18]

Mobilní napájecí systémy Akapp jsou kompaktní zapouzdřená trolejová vedení (obr. 7.1) vhodná zejména pro výkonová napájení pohyblivých zařízení a strojů. Kompaktní konstrukcí a stavebnicovou skladbou komponentů umožňují nasazení v nejrůznějších oblastech průmyslu. Jsou vhodná pro napájecí vedení jeřábů, výtahů, kladkostrojů apod. Používají se ve vnitřních i venkovních prostorech, v oblastech nízkých nebo vysokých teplot, ale také v oblastech extrémních klimatických podmínek. Konstrukce systému zajišťuje vysokou spolehlivost při minimálních požadavcích na údržbu díky napájecího vodiče průběžným

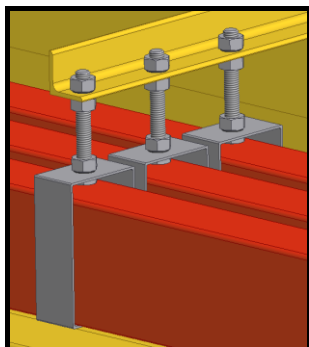
měděným páskem. Vyznačují se snadnou montáží, dlouhou životností a nízkou hmotností. Maximální rychlost napájeného zařízení může dosahovat 250m/min.



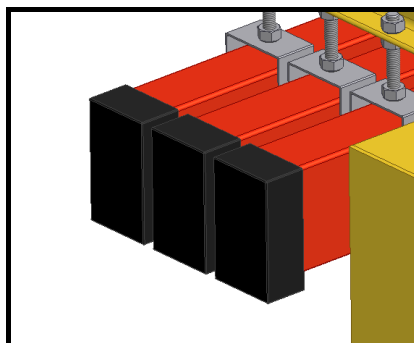
Obr. 7.1 Trolejové pouzdro Akapp

Zavěšení trolejí na hlavním nosníku:

Troleje o délce 6,3m budou zavěšeny na pěti profilech L 30 x 30 x 3 - 500 pomocí kluzných uložení BN7 dle [18] (obr. 7.2). Troleje se mohou díky tomuto uložení pohybovat např. z důvodu výkyvu teplot. Ukončení trolejí bude pomocí koncových dorazů EN7 dle [18] (obr. 7.3)



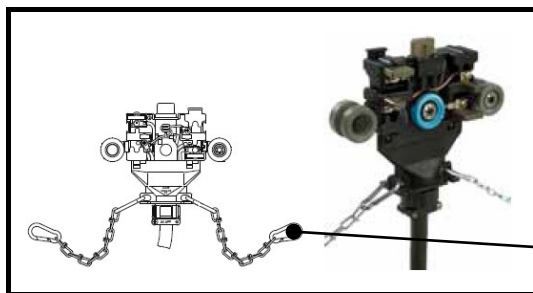
Obr. 7.2 Zavěšení trolejí
pomocí kluzného úchytu BN7



Obr. 7.3 koncové dorazy EN7

Sběrač elektrické energie (obr. 7.4):

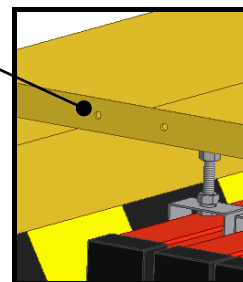
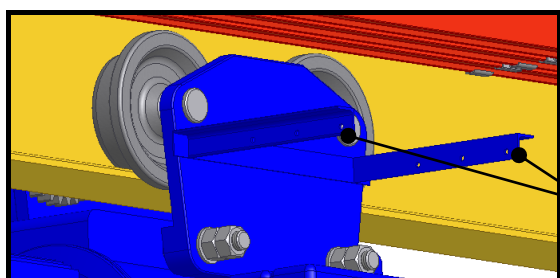
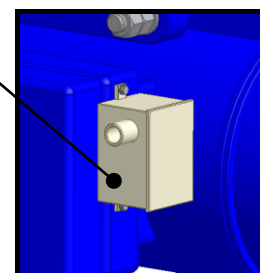
Slouží k přenosu elektrické energie z napájecího systému do pohyblivého zařízení. Přenos je zajištěn pomocí sběrače, který se pohybuje uvnitř trolejového pouzdra. Kontakt mezi sběračem a proudovodnými pásky zabezpečuje uhlík, který je připevněn na sběrači a je přitlačován na měděný pásek. Sběrač je opatřen tažnými řetízky, aby mohl pojíždět spolu se zdvihacím zařízením. Díry pro řetízky sběrače příčné troleje budou uchyceny ke konstrukci kladkostroje (obr. 7.6). Díry pro řetízky sběrače podélné troleje jsou na profilu L, který je přivařen k hlavnímu nosníku jeřábu (obr. 7.5). Typové označení sběrače bude upřesněno až při zhotovení projektu elektrosoučástí.



Obr. 7.4 Sběrač elektrické energie Akapp

Díry pro
tažné řetízky

Tažné řetízky

Obr.7.5 Díry pro přichycení řetízků
sběrače podélné trolejeObr. 7.6 Díry v L profilech pro přichycení
řetízků sběrače příčné trolejeOmezovač
přetíženíDíry pro
tažné řetízkyObr. 7.7 Uchycení omezovače
přetížení na rozvaděči kladkostroje

7.1.2 Omezovač přetížení pro jeřáby

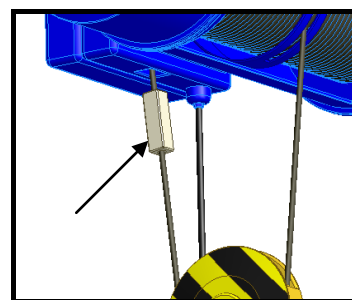
Omezovače přetížení OP4 dle [21] jsou založeny na tenzometrickém snímání zatížení zdvihu a samostatné vyhodnocovací jednotky. Tenzometry měří přímo zatížení zdvihu, minimalizují se tím tedy jiné parazitní veličiny mající vliv na měření hmotnosti břemene.

Volena vyhodnocovací jednotka OP4V3-D dle [21] (obr.7.8)

Tato jednotka je přímo určená pro mostové jeřáby a kladkostroje. Má dva montážní otvory, robustní krabičku určenou do těžkých provozů, průhledný displej atd. Může se používat v teplotním rozsahu -20 až 600°C. Napájecí napětí: 24, 36, 42, 48, 230V / 50Hz. Skládá se ze dvou dílů. Jeden díl je uchycen na rozvaděči kladkostroje (obr. 7.7) a druhý na pevném laně kladkostroje (obr.7.9). Přístroj se před montáží na jeřáb musí zkalibrovat na nosnost 3200kg.



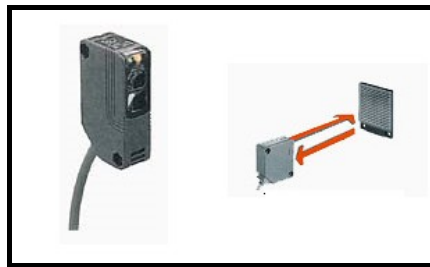
Obr. 7.8 Vyhodnocovací jednotka OP4V3-D



Obr. 7.9 Uchycení na pevném laně kladkostroje

7.1.3 Protikolizní zařízení

Protikolizní zařízení (obr. 7.10) slouží k zabezpečení dvou jeřábů pojízdných na jedné jeřábové dráze - bezpečnostní prvek. Byl navrhnut typ NX5-RM7A dle [21]. Citlivost nastavení optické závory je od 0,2 až 7m. Montáž, umístění a instalace bude součástí elektroprojektu. Elektrická reflexní závora bude umístěna na konstrukci navrhnutého podvěsného jeřábu a snímač reflexní s odrazkou, bude umístěn na stávajícím podvěsném jeřábu.



Obr. 7.10 Příklad provedení reflexní závory

7.2 Údržba

Všechna zařízení elektrického podvěsného jeřábu jsou moderní konstrukce a splňují náročné požadavky provozu. Údržbářské a opravárenské práce musí být provedeny odborně, v souladu s technickou dokumentací jeřábu a s příslušnými normami. V průběhu opravy musí být zajištěna bezpečnost práce, ochrana proti nebezpečnému dotyku, proti svévolnému použití zdvihacích zařízení a ochrana osob a zařízení pod opravovaným jeřábem. Za řádné provedení a zajištění bezpečnosti musí ručit určený odpovědný proškolený pracovník.

Při údržbě je nutno vykonávat u jeřábů zapojených v nepřetržitém provozu jedenkrát za týden, u jeřábů v ostatních provozech jedenkrát za dva týdny tyto práce:

- očistit řádně celé zařízení
- prohlédnout pečlivě připevnění mechanismů, kabelových rozvodů, krytů atd. a uvolněné šrouby dotáhnout
- zkontrolovat a namazat příslušná místa podle mazacího plánu
- prohlédnout lana a podle potřeby promazat čistým mazadlem
- prohlédnout a seřídít brzdy a koncové vypínače pojezdu jeřábu
- zkontrolovat opotřebování nálofků a pojezdových kol
- prohlédnout motory a el. přístroje
- kontrolovat kabelový rozvod, jeho ukotvení a stav kabelů



8 Technické parametry

8.1 Technické parametry zařízení

Typ zdvihacího zařízení	Balkancar - PODEM - 3200kg
Výrobní číslo zdvihacího zařízení	T 10522M
Výška zdvihu	9m
Nosnost zdvihacího zařízení	3200kg
Průměr lana	11mm
Počet nosných průřezů lan	1
Výška středu navíjecího bubnu klad. od země	4805mm
Rozvor kol kladkostroje	280mm
Počet kladkostrojů na jeřábu	1
Zdvih kladkostroje	elektrický, dvourychlostní
Rychlost pojezdu kladkostroje	20m/min
Jmenovitý výkon motoru pojezdu kladkostroje	0,25kW
Jmenovitý výkon motoru zdvihu	3/0,5kW
Pracovní teplota kladkostroje	-30°C až +40°C
Ovládání zdvihacího zařízení	závěsný tlačítkový ovladač

8.2 Parametry hlavních konstrukčních prvků

Materiál nosníku	S355 (11 523.0), U220, IPE300
Průhyb nosníku jeřábu při jmenovitém břemenu	3,46mm
Rozteč nosníku	6,3m
Nosnost jeřábové dráhy	6,2t

8.3 Technické parametry pojezdového zařízení a jeho pohonné jednotky

Typ pojezdového zařízení (příčnicku) jeřábu	2 x KEH-A 080.10.1
Rozteč dvou příčníků (jeřábové dráhy)	4,71m
Rozteč čepů vahadel	1m
Typ pohonné jednotky jeřábu	2 x FU-B 125339ex
Pracovní teplota pohonné jednotky	-20°C až +40°C
Pojezd jeřábu	elektrický, dvourychlostní



Pojezdová rychlost jeřábu	10/40 m/min
Jmenovitý výkon motoru	0,06/0,32 kW

8.4 Bezpečnostní zařízení

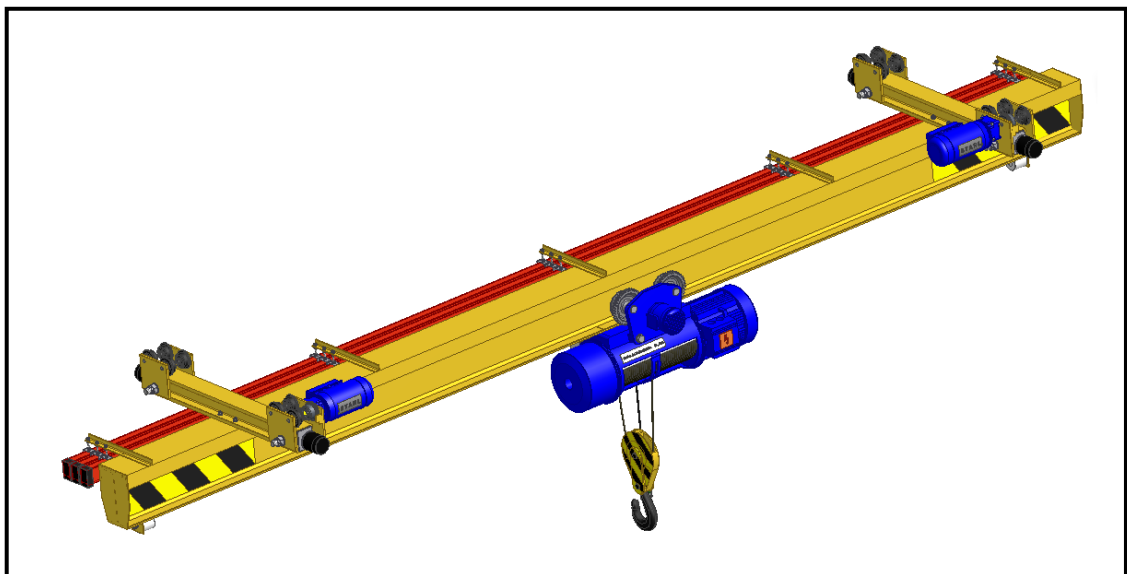
Zdvih kladkostroje	vyhodnocovací jednotka OP4V3-D
Pojezd kladkostroje	pružný mechanický nárazník Wampfler
Pojezd jeřábu	pružné mechanické nárazníky na příčnicích protikolizní zařízení NX5-RM7A

8.5 Elektrická instalace

Napěťová soustava	napětí - 400/230V AC TN-C
Frekvence	50Hz
Napájecí systém	3 PEN AKAPP
Přívod proudu k jeřábu a kladkostroji	Akapp Multiconductor

8.6 Zatřídění jeřábu (obr.8.1)

Zdvihová třída	H2
Druh provozu	D2
Spektrum napětí	S1
Provozní skupina	J3
Druh prostředí	vnitřní, standardní



Obr.8.1 Podvěsný jednoosníkový jeřáb 3,2t



9 Závěr

Na základě zadání diplomové práce byl podle požadavků firmy MSA Dolní Benešov a.s. navržen jednonosníkový elektrický podvěsný jeřáb o nosnosti 3,2t. V úvodu byla snaha seznámit se s problematikou týkající se jeřábů a zároveň navrhnout jednoduchou a lehkou konstrukci, která by splňovala veškeré podmínky a bezpečnostní předpisy dle platných technických norem.

Jako zdvihací zařízení je dán kladkostroj Balkancar od firmy Podem se zdvihem 9m a nosností 3200kg. Tento kladkostroj bude pojíždět po svařované konstrukci jeřábového nosníku. Výpočet nosníku je proveden na dva mezní stavy a nosník je také zkontrolován pomocí metody konečných prvků v programu Ansys. Pro pojezd celého jeřábu po stávající jeřábové dráze o nosnosti 6,2t byly navrženy dva podvěsné příčníky od firmy Stahl. Oba tyto příčníky mají svou vlastní pohonnou jednotku. Ve výpočtové části byla také provedena kontrola šroubů spojujících hlavní nosník s příčníky a kontrola svarového spojení profilu U220 a IPE300.

Nakonec byly navrženy elektrické a bezpečnostní komponenty jeřábu jako je napájecí systém Akapp, omezovač přetížení a protikolizní zařízení.

Ve vypracované diplomové práci jsem úspěšně splnil veškeré cíle a body ze zadání. Byla navržena funkční a pevná konstrukce jeřábu, která se bezprostředně po výrobě bude dát ve firmě MSA použít.

Závěrem bych rád poděkoval doc. Jiřímu Havlíkovi za odborné vedení, ochotu, cenné rady, připomínky a předání zkušeností v průběhu řešení dané problematiky diplomové práce.

K diplomové práci jsou doloženy pouze výkresy uvedené v seznamu příloh.



10 Seznam použité literatury

- [1] PAVLISKA, J.; HRABOVSKÝ, L. *Dopravní a manipulační zařízení IV*. Ostrava: 2004. 128s. ISBN 80-248-0537-5. VŠB-TU.
- [2] REMTA, F.; KUPKA, L.; DRAŽAN, F. *Jeřáby I. díl*. Praha: SNTL, 1974. 648s. Praha 1, Spálená 51.
- [3] ČSN 27 0103. *Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů*. Praha: Vydavatelství norem, 1991. 68s.
- [4] ČSN EN 1993-6. *Navrhování ocelových konstrukcí. Jeřábové dráhy*. Praha: Český normalizační institut, 2008. 40s.
- [5] REMTA, F. *Jeřáby II. díl*. Praha: SNTL, 1975. 562s. Praha 1, Spálená 51.
- [6] ČSN EN 1993-1-1. *Navrhování ocelových konstrukcí*. Praha: Český normalizační institut, 2006. 96s.
- [7] JANOVSKEÝ, L.; PODIVÍNSKÝ, V. *Výpočty transportních zařízení*. Praha: ČVUT, 1974. 332s. Praha 1, Husova 5.
- [8] JANOVSKEÝ, L.; PODIVÍNSKÝ, V. *Transportní zařízení*. Praha: ČVUT, 1982. 286s. Praha 1, Husova 5.
- [9] JANOVSKEÝ, L.; PODIVÍNSKÝ, V. *Příklady z transportních zařízení*. Praha: ČVUT, 1975. 204s. Praha 1, Husova 5.
- [10] LEINVEBER, J.; VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Úvaly: Albra - Pedagogické nakladatelství, 2003. 865s. ISBN 80-86490-74-2.
- [11] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. Ostrava: VŠB-TU, 2007. 91s. Dotisk 1.vyd. 2008. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [12] HAVLÍK, J. *Konstrukce strojních částí tekutinových systémů*. Ostrava: VŠB-TU, 2007. 115s. ...Dostupné z <www.347.vsb.cz>
- [13] DRASTÍK, F.; a kol. *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu*. Ostrava: Montanex, 1999. 727s. ISBN 80-85780-95-X.
- [14] KRANTECHNIK, s.r.o. *Pojezdové komponenty, příčníky a pohony Stahl*,...Dostupné z <www.krantechnik.cz>
- [15] TABULKY. *Ocelářské tabulky*,...Dostupné z <www.ocel.aspone.cz>
- [16] ITECO. *Jeřáby a zdvihací technika - mostové jeřáby a nárazníky* - katalog,...Dostupné z <www.iteco.cz>



- [17] KLADEXA, s.r.o. *Elektrické řetězové a lanové kladkostroje - Skladova-technica*,...Dostupné z <www.kladexa.cz>
- [18] AKAPP-STEMMANN. *Elektrická výzbroj mostového jeřábu - napájecí systém AKAPP* - katalog,...Dostupné z <www.akapp.com>
- [19] AVEXIM.CZ s.r.o. *Kladkostroj Balkancar*,...Dostupné z <www.avexim.cz>
- [20] CONDUCTIX WAMPFLER. *Pružné polyuretanové nárazníky* - katalog,...Dostupné z <www.conductix.us>
- [21] FORMAT 1 spol. s.r.o. *Omezovač přetížení a protikolizní zařízení*,...Dostupné z <www.format1.cz>



11 Seznam příloh

<u>NÁZEV</u>	<u>ČÍSLO VÝKRESU</u>	<u>FORMÁT</u>
1. Mostový jeřáb 3,2t	SN2KIK02	A1
2. Nosník mostového jeř.	SN2KIK02-01	A1